



TUGAS AKHIR – TM 141585

**RANCANG BANGUN TURBIN UNTUK
SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)*
MENGUNAKAN FLUIDA KERJA R-141b
DENGAN KAPASITAS 1 KILOWATT**

**MUHAMMAD LUKMAN HAKIM
NRP 2114 105 039**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT – TM141585

**DESIGN AND EXPERIMENTAL TESTING
OF TURBINE FOR ORGANIC RANKINE
CYCLE (ORC) SYSTEM USING R-141b AS
FLUID POWER CAPACITY 1 KILOWATT**

**MUHAMMAD LUKMAN HAKIM
NRP 2114105039**

**Counselor Lecturer
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**RANCANG BANGUN TURBIN UNTUK SISTEM
ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC)
MENGUNAKAN FLUIDA KERJA R-141b DENGAN
KAPASITAS 1 KILOWATT**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh

**M. LUKMAN HAKIM
NRP. 2114 105 039**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr.Eng. Ir.Prabowo, M.Eng (Pembimbing)
(NIP. 19650505 199003 1005)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng (Penguji I)
(NIP. 19531019 197903 1002)
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E (Penguji II)
(NIP. 19531219 198103 1001)
4. Ary Bachtiar K.P., S.T, M.T, PhD. (Penguji III)
(NIP. 19710524 199702 1001)

**SURABAYA
Juli, 2016**

Rancang Bangun Turbin Untuk Sistem *Organic Rankine Cycle (ORC)* Menggunakan Fluida Kerja R-141b Dengan Kapasitas 1 Kilowatt

Nama Mahasiswa : Muhammad Lukman Hakim
NRP : 2114 105 039
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

Abstrak

Panas bumi adalah sumber energi panas yang terkandung di dalam air panas, uap air, dan batuan bersama mineral ikutan dan gas lainnya yang secara genetis semuanya tidak dapat dipisahkan dalam suatu sistem panas bumi. Sumber energi panas bumi terdapat dan terbentuk didalam kerak bumi. Temperatur dibawah kerak bumi bertambah seiring bertambahnya kedalaman. Suhu di pusat bumi diperkirakan mencapai 5400 °C. Karena temperaturnya cukup tinggi, energi panas bumi dapat digunakan sebagai sumber energi untuk menghasilkan energi listrik. Saat ini terdapat tiga macam teknologi pembangkit panas bumi yang dapat mengkonversi panas bumi menjadi sumber daya listrik, yaitu dry steam, flash steam, dan Organic Rankine Cycle(ORC) atau binary cycle. Ketiga macam teknologi ini pada dasarnya digunakan sesuai dengan kondisi uap yang ada.

Pada penelitian ini dasar yang digunakan dalam perancangan sistem organic Rankine cycle adalah keterbatasan fluida pemanas dengan temperatur 100°C dan fluida pendingin dengan temperatur 35°C. Fluida kerja yang digunakan dalam sistem ORC adalah R-141b dengan tekanan evaporator sebesar 5 bar dan temperatur keluar evaporator sebesar 95°C. Tekanan kondensor yang digunakan adalah 2 bar dan temperatur keluar kondensor 40°C. Jenis turbin yang dirancang untuk sistem ORC ini adalah turbin Curtis satu tingkat dan nozzle yang digunakan

adalah nozzle konvergen. Setelah didapatkan dimensi turbin dilakukan proses pembuatan turbin sesuai dengan dimensi yang didapatkan. Kemudian dilakukan pengujian turbin dengan menggunakan fluida kerja udara agar dapat mengetahui performa turbin hasil perancangan.

Desain sistem Organik Rankine Cycle (ORC) yang digunakan sebagai dasar perancangan turbin menggunakan fluida kerja R-141b mempunyai efisiensi sebesar 8.122% pada tekanan evaporator 5 bar dan tekanan kondensor 2 bar. Turbin yang didesain adalah jenis impuls dengan putaran 3000rpm menggunakan nozzle sebanyak 1 buah dengan diameter 3,8 mm dan diameter cakram sebesar 286,496 mm dengan $Z=56$ buah, $l=7.798\text{mm}$, $b=20\text{mm}$, $R=10.611\text{mm}$, $r=4.587\text{mm}$, dan $t=16.234\text{mm}$. Daya turbin yang dihasilkan sebesar 47.32 watt pada laju aliran massa 0.159 kg/menit. Jika diestimasikan laju aliran massa sebesar 2.832 kg/menit(sesuai desain) daya yang dihasilkan turbin sebesar 842.251 watt. Turbin yang didesain menggunakan pelumas oli pada ruang generator dan untuk mencegah oil masuk ke ruang sudu menggunakan sistem perangkap oli 3 lapis.

Kata kunci : Daya Turbin, Organik Rankine Cycle, Panas Bumi, Perangkap Oli , R141b, Turbin Curtis.

Design And Experimental Testing of Turbine For Organic Rankine Cycle (ORC) System Using R-141b As Fluid Power Capacity 1 Kilowatt

Name of Student : Muhammad Lukman Hakim
NRP : 2114 105 039
Department : S1 Teknik Mesin FTI – ITS
Counselor Lecturer : Prof.Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

Abstract

Geothermal is an energy source which contained at the hot water, steam, and commoned with the mineral rock and the other gas which genetically all of them can't be separated in a geothermal system. Energy source of geothermal can be found in the crust and formed there. The temperature under the crust increases exponentially with the depth. Temperature in earth's core reach 5400°C approximately. Because of the high temperature, geothermal energy can be used as power plant energy source. Currently there are three kind of geothermal power plant technology which converted geothermal to be an electrical power that is dry steam, flash steam, and Organic Rankine Cycle (ORC) or binary cycle. Three kind of this technology basically used corresponding on steam condition.

In this research, organic rankine cycle system design used basic of heating fluid limitation with 100°C temperature and cooling fluid with 35°C temperature. ORC system using R-141b as a working fluid with 5 bar evaporator pressure and 95° C evaporator exit temperature. The pressure used in condensor is 2 bar and the exit temperature is 40°C. Design of the turbine type for this ORC system is one stage curtis turbin and using

convergen nozzle. After determining the turbine dimension, then the turbine were created based on calculating before. Thereafter, turbine testing using air as a working fluid for gaining performance of designed turbine.

The design of Organic Rankine Cycle (ORC) system as the basis turbine designed use R-141b as a working fluid gained 8.122 % efficiency at 5 bar evapoorator pressure and 2 bar condensor pressure. Designed turbine is impuls type with 3000rpm using single nozzle 3,8mm diameter and 286,496mm disc diameter, $Z=56$, $l=7.798\text{mm}$, $b=20\text{mm}$, $R=10.611\text{mm}$, $r=4.587\text{mm}$, and $t=16.234\text{mm}$. The turbine produce a 47.32 watt at 0.159 m/s mass flow rate. Estimation for mass flow rate amount 2.832 kg/menit(ideal from original design) the turbine will be producing 842.251 watt. Designed turbine using oil lubricants in generator space and to avoid oil flow over to blade chamber used three layers oils trap system.

Keywords :Turbin Power, Organik Rankine Cycle, Geothermal, Oils Trapped, R141b, Curtis Turbine.

DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 Batasan Masalah.....	5
1.5 Manfaat Penulisan	5
1.6 Sistematika penulisan.....	5
BAB II DASAR TEORI.....	7
2.1 Siklus Rankine	7
2.1.1 Siklus Rankine Ideal	7
2.2 <i>Organic Rankine Cycle (ORC)</i>	9
2.3 Perhitungan Sistem ORC	11
2.4 Fluida Kerja.....	13
2.5 Aplikasi <i>Organic Rankine Cycle</i>	15
2.6 Turbin Uap	16
2.6.1 Klasifikasi Turbin Uap	16
2.6.2 Turbin Uap Impuls (aksi)	20
2.6.2.1 Turbin De Laval	20
2.6.2.2 Turbin Uap Zoelley/Rateau	20
2.6.2.3 Turbin Uap Curtis	21
2.6.2.4 Turbin Parrson	22
2.6.3 Turbin Uap Reaksi	23
2.6.4 Konstruksi Segitiga Kecepatan Turbin	24
2.6.5 Gaya Yang Terjadi Pada Sudu Turbin	26
2.6.5.1 Gaya Tangensial F_u	26
2.6.5.2 Daya Pada Keliling Roda Turbin F_u	26

2.6.6 <i>Nozzle</i> Turbin	26
2.6.6.1 Aliran Melalui <i>Nozzle</i>	26
2.6.6.2 <i>Nozzle</i> Konvergen	27
2.6.6.3 <i>Nozzle</i> Konvergen-Divergen.....	28
2.6.6.4 Desain Ukuran <i>Nozzle</i>	30
2.6.7 Sudu Turbin	32
2.6.7.1 Penentuan Tinggi Sudu (<i>blade</i>) Gerak	32
2.6.7.2 Dimensi Sudu	33
2.6.8 Ukuran Poros	34
2.6.9 Rumah Turbin	35
2.7 Penelitian Terdahulu	36
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	41
3.1 Parameter Penentuan Fluida Kerja	41
3.2 Analisa Energi Pada Sistem ORC	42
3.3 Analisa Perancangan Turbin.....	45
3.4 Analisa Perancangan Dan Perhitungan <i>Nozzle</i>	46
3.5 Analisa Perhitungan Komponen Kecepatan	47
3.6 Analisa Perhitungan Dimensi Sudu	49
3.7 Pengujian Turbin	50
3.7.1 Skema Pengujian	50
3.7.2 Komponen Pengujian	50
3.8 Pengambilan Data Penelitian	56
3.9 Pelaksanaan Kegiatan	57
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	59
4.1 Menentukan Fluida Kerja Yang Akan Digunakan	59
4.2 Rancangan Sistem <i>Organic Rankine Cycle</i>	59
4.2.1 Contoh Perhitungan Analisa Termodinamika .	60
4.3 Analisa Perancangan Turbin	63
4.3.1 Menentukan Putaran Turbin.....	63
4.3.2 Menentukan Jenis Turbin.....	64
4.3.3 Menentukan Jumlah <i>Stage</i>	65
4.3.4 Menentukan Jenis <i>Nozzle</i>	65
4.3.5 Menghitung Komponen Kecepatan	66
4.3.6 Menghitung Dimensi <i>Nozzle</i>	71
4.3.7 Menghitung Dimensi Sudu Gerak	71

4.4 Proses Pembuatan Turbin	74
4.4.1 Proses Pembuatan Sudu	74
4.4.2 Proses Pembuatan <i>Casing</i>	78
4.5 Pengujian Turbin	80
4.5.1 Data Hasil Pengujian	80
4.5.2 Contoh Perhitungan	81
4.5.3 Data Hasil Perhitungan	84
4.5.4 Analisa Grafik Dan Pembahasan	85
4.5.5 <i>Re calculation</i> Daya Yang Dihasilkan Turbin ..	87
BAB VI PENUTUP	89
5.1 Kesimpulan.....	89
5.2 Saran	90
DAFTAR PUSTAKA	xvii
LAMPIRAN.....	xviii
BIODATA PENULIS	xxii

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Dimensi <i>Nozzle</i>	37
Tabel 2.2 Dimensi Sudu Gerak Baris Pertama.....	37
Tabel 2.3 Dimensi sudu Pengarah.....	37
Tabel 2.4 Dimensi Sudu Gerak Baris Kedua.....	38
Tabel 3.1 Fluida Kerja Yang Dapat Digunakan Dalam Sistem ORC	41
Tabel 3.2 Dasar Perancangan Sistem	42
Tabel 4.1 Variasi Sistem ORC	60
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan Analisa Termodinamika	62
Tabel 4.3 Penelitian Perancangan Turbin.....	65
Tabel 4.4 Komponen Kecepatan Turbin	70
Tabel 4.5 Dimensi Sudu Gerak	73
Tabel 4.6 Data Pengujian Tanpa Beban	80
Tabel 4.7 Data Pengujian Dengan Beban Pada 3000rpm.....	81
Tabel 4.8 Data Hasil Perhitungan Pengujian Tanpa Beban.....	84
Tabel 4.9 Data Hasil Perhitungan Pengujian Dengan Beban Pada 3000rpm	58

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Dry Steam Power Plants</i>	2
Gambar 1.2 <i>Flash Steam Power Plants</i>	2
Gambar 1.3 <i>Organic Rankine Cycle</i>	3
Gambar 2.1 Siklus Rankine Sederhana	8
Gambar 2.2 T-s Diagram Siklus Rankine.....	8
Gambar 2.3 Komponen Siklus ORC	9
Gambar 2.4 Diagram (a) P-h dan (b) T-s dari Organic Rankine Cycle	11
Gambar 2.5 Urutan Proses Sistem ORC.....	11
Gambar 2.6 Turbin Uap De-laval.....	20
Gambar 2.7 Turbin Zoelley/Reteau.....	21
Gambar 2.8 Turbin Curtis	22
Gambar 2.9 Turbin Parrson	23
Gambar 2.10 Layout Dasar Turbin Uap Reaksi	24
Gambar 2.11 Segitiga Kecepatan	25
Gambar 2.12 Volume Atur Aliran Uap Melalui <i>Nozzle</i>	26
Gambar 2.13 <i>Nozzle</i> Konvergen.....	28
Gambar 2.14 <i>Nozzle</i> Konvergen-Divergen.....	29
Gambar 2.15 Nomenklatur <i>Nozzle</i>	31
Gambar 2.16 Penampang Sudu Turbin	32
Gambar 2.17 Nomenklatur Sudu	34
Gambar 2.18 Grafik Daya Turbin Fungsi Debit Refrigerant.....	39
Gambar 2.19 Grafik Efisiensi Thermal Siklus Fungsi Debit Refrigerant.....	39
Gambar 3.1 Diagram Block Sistem ORC Yang Dirancang	43
Gambar 3.2 P-h Diagram Siklus Organik Rankine Cycle.....	44
Gambar 3.3 Flowchart Perancangan Turbin Secara Umum	45
Gambar 3.4 Flowchart Perancangan Dan Perhitungan <i>Nozzle</i> ..	46
Gambar 3.5 Flowchart Perhitungan Komponen Kecepatan	48
Gambar 3.6 Flowchart Perhitungan Sudu	49
Gambar 3.7 Skema Pengujian Turbin	50
Gambar 3.8 Turbin Uap.....	50
Gambar 3.9 Kompresor	51

Gambar 3.10 <i>Ball Valve</i>	51
Gambar 3.11 U Tube Manometer.....	52
Gambar 3.12 <i>Presure Regulator Dan Presure Gauge</i>	53
Gambar 3.13 Generator	53
Gambar 3.14 <i>Transformer</i>	54
Gambar 3.15 Instalasi Lampu	54
Gambar 3.16 Volt Dan Ampere Meter	55
Gambar 3.17 Digital Tachometer	55
Gambar 4.1 T-s Diagram R-141b	59
Gambar 4.2 T-s Diagram Sistem ORC	63
Gambar 4.3 Generator 2 Kutub	63
Gambar 4.4 <i>Grafik Operating Range Of Steam Turbines</i>	64
Gambar 4.5 Turbin Impuls Satu Tingkat Dan Distribusi Tekanan Dan Kecepatan	64
Gambar 4.6 Effisiensi Fungsi U/C_1 Dengan Variasi Sudut α	67
Gambar 4.7 Skema Arah Komponen Kecepatan Sudu Gerak ...	68
Gambar 4.8 Komponen Kecepatan Melalui Sudu Gerak	70
Gambar 4.9 Segitiga Kecepatan Pada Sudu gerak.....	71
Gambar 4.10 Bentuk Dan Dimensi Sudu Gerak.....	73
Gambar 4.11 Sudu Gerak Dalam 3D.....	74
Gambar 4.12 Sudu Gerak Dalam 2D.....	74
Gambar 4.13 Proses Pengerjaan Sudu Dengan Mesin Bubut....	75
Gambar 4.14 Perintah Kerja Pada Sofwere Mastercam X7	75
Gambar 4.15 Simulasi Pada sofwere Mastercam X7	76
Gambar 4.16 G-code Pengerjaan Sudu Turbin	76
Gambar 4.17 Seting Parameter Kerja Pada Sofwere Mach 3	77
Gambar 4.18 Pengerjaan Sudu Turbin Dengan Mesin CNC	78
Gambar 4.19 Casing Turbin Dan Casing Generator Dalam 2D	78
Gambar 4.20 Proses Pembuatan Casing Turbin Dan Casing Generator Menggunakan Mesin Bubut	79
Gambar 4.21 Proses Pembuatan Lubang Baut Dengan Menggunakan Mesin Milling	80
Gambar 4.22 Grafik RPM Fungsi Laju Aliran Massa Udara	85
Gambar 4.23 Grafik Daya Fungsi Beban Lampu	85

Gambar 4.24 Grafik Laju Aliran Massa Udara Fungsi Beban Lampu	86
Gambar 4.25 Grafik Daya Fungsi Laju Aliran Massa Udara	87

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Panas Bumi adalah sumber energi panas yang terkandung di dalam air panas, uap air, dan batuan bersama mineral ikutan dan gas lainnya yang secara genetis semuanya tidak dapat dipisahkan dalam suatu sistem Panas Bumi. Energi panas bumi terdapat dan terbentuk di dalam kerak bumi sehingga untuk pemanfaatannya diperlukan proses penambangan. Temperatur di bawah kerak bumi bertambah seiring bertambahnya kedalaman. Suhu di pusat bumi diperkirakan mencapai 5400 °C. Energi panas bumi berasal dari aktivitas tektonik di dalam bumi yang terjadi sejak planet ini diciptakan. Panas bumi juga berasal dari panas matahari yang diserap oleh permukaan bumi. Selain itu sumber energi panas bumi ini diduga berasal dari beberapa fenomena:

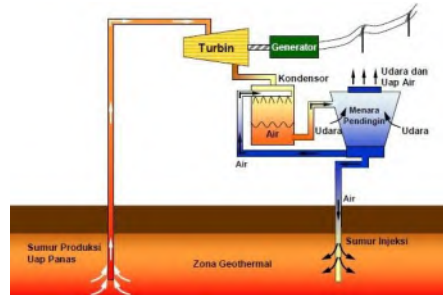
- Peluruhan elemen radioaktif di bawah permukaan bumi.
- Panas yang dilepaskan oleh logam-logam berat karena tenggelam ke dalam pusat bumi.
- Efek elektromagnetik yang dipengaruhi oleh medan magnet bumi.

Energi panas bumi dimanfaatkan untuk memanaskan ruangan dan air ketika musim dingin. Karena temperaturnya cukup tinggi, energi panas bumi dapat digunakan sebagai sumber energi untuk menghasilkan energi listrik. Saat ini terdapat tiga macam teknologi pembangkit panas bumi yang dapat mengkonversi panas bumi menjadi sumber daya listrik, yaitu *dry steam*, *flash steam*, dan *Organic Rankine Cycle (ORC)* atau *binary cycle*. Ketiga macam teknologi ini pada dasarnya digunakan sesuai dengan kondisi uap yang ada.

1. Dry Steam Power Plants

Tipe *Dry Steam* dapat digunakan jika uap yang keluar dari sumur produksi berupa uap panas (*vapour*). Uap panas

yang keluar dari sumur produksi mempunyai tekanan sekitar 40 – 80 bar dan temperatur 180 – 225 °C.

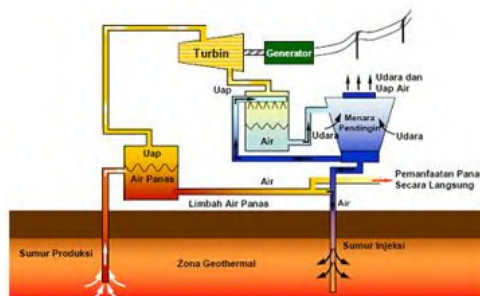


Gambar 1.1 *Dry Steam Power Plants*

Dari gambar diatas uap yang keluar dari sumur produksi langsung digunakan untuk menggerakkan turbin, sehingga turbin berputar untuk mengerakkan generator dan menghasilkan listrik. Kemudian uap yang keluar dari turbin didinginkan dengan menggunakan kondensor sampai beruba fase menjadi *liquid* dan dimasukkan kembali ke dalam bumi melalui sumur injeksi.

2. *Flash Steam Power Plants*

PLTP sistem *Flash Steam* merupakan PLTP yang paling umum digunakan. Pembangkit jenis ini memanfaatkan reservoir panas bumi yang berisi air dengan temperatur lebih besar dari 82°C

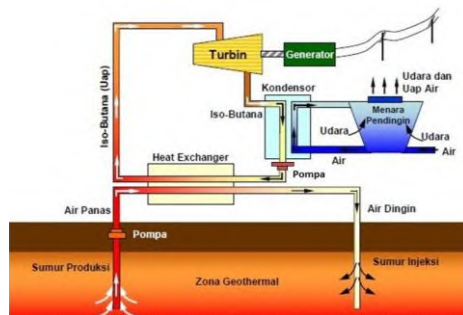


Gambar 1.2 *Flash Steam Power Plants*

Dari gambar diatas air yang sangat panas ini dialirkan ke atas melalui pipa sumur produksi dengan tekanannya sendiri. Karena mengalir keatas, tekanannya menurun dan beberapa bagian dari air menjadi uap. Uap ini kemudian dipisahkan dari air dan dialirkan untuk memutar turbin. Sisa air dan uap yang terkondensasi dapat dimanfaatkan untuk keperluan yang lain (pemanas air dan ruangan) atau disuntikkan kembali melalui sumur injeksi kedalam *reservoir*.

3. *Organik Rankine Cycle (ORC) Atau Binary Cycle Power Plants (BCPP)*

ORC menggunakan teknologi yang berbeda dengan kedua teknologi *dry steam* dan *flash steam*. PLTP sistem *Organik Rankine Cycle* dioperasikan dengan air pada temperatur lebih rendah yaitu antara 90°C-175°C. Pada ORC air panas atau uap panas yang berasal dari sumur produksi tidak pernah menyentuh turbin. Air panas bumi digunakan untuk memanaskan fluida kerja (biasanya senyawa organik seperti *silicone oil*, *hydrocarbon*, dan *fluorocarbon* tapi yang umum digunakan dalam refrijeran) pada alat penukar panas. Fluida kerja kemudian menjadi panas dan menghasilkan uap berupa flash.



Gambar 1.3 *Organik Rankine Cycle*

Dari gambar diatas Uap yang dihasilkan di alat penukar panas dialirkan untuk memutar turbin dan selanjutnya

menggerakkan generator untuk menghasilkan sumber daya listrik. Uap panas yang dihasilkan di alat penukar panas inilah yang disebut sebagai *secondary fluid*. *Organic Rankine Cycle* merupakan sistem tertutup. Jadi tidak ada yang dilepas ke atmosfer. Keunggulan dari ORC ialah dapat dioperasikan pada suhu rendah yaitu 90°C - 175°C .

Pada penelitian yang dilakukan oleh Prabowo, dkk tentang sistem ORC, mereka membuat sistem ORC berkapasitas 10 KW dengan fluida kerja R-123. Komponen utama sistem ORC yang dibuat adalah turbin, kondensor, pompa, dan evaporator. Turbin yang digunakan adalah turbin impuls satu tingkat. Pada saat dilakukan pengujian oleh saudara Rony sistem ORC dapat bekerja dan menghasilkan listrik dan pada debit 4 GPM daya turbin yang dihasilkan sebesar 5849,07 Watt. Pada saat dilakukan pengujian terdapat kebocoran pada turbin yang terjadi antara poros dan casing turbin.

1.2. Perumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang dapat diberikan dari latar belakang adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana mendesain sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan menggunakan fluida kerja R-141b.
2. Bagaimana mendesain turbin yang digunakan pada sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC)
3. Bagaimana mendesain turbin tanpa menggunakan *labyrinth seal* atau *mechanical seal*
4. Bagaimana performa turbin impuls

1.3. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan menggunakan fluida kerja R-141b

2. Merancang dan mendapatkan geometri turbin yang digunakan pada sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC)
3. Merancang turbin tanpa menggunakan *labyrinth seal* atau *mechanical seal*
4. Untuk mengetahui performa turbin impuls

1.4. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Kondisi dalam sistem adalah tunak dengan turbin uap, pompa, kondensor, evaporator sebagai alat penyusun utama dan R-141b sebagai fluida kerja
2. Fluida Pemanas (*Hot Water Resource*) $T_{in}=100^{\circ}\text{C}$, *in Evaporator*
3. Fluida Pendingin (*Cold Air*) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, *in Condensor*.
4. Kapasitas turbin 1000 Watt
5. Pada pendekatan termodinamika tidak ada penurunan tekanan sepanjang evaporator dan kondensor
6. Tidak ada kebocoran pada sistem
7. Perencanaan bahan dan elemen mesin tidak diperhitungkan

1.5. Manfaat Penulisan

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat memberikan gambaran dan pengetahuan tentang sistem ORC.
2. Memberikan gambaran bagaimana cara merancang turbin yang dapat digunakan untuk sistem ORC.
3. Memberikan gambaran parameter – parameter yang dibutuhkan untuk mengetahui karakteristik komponen (turbin) pada sistem ORC.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini terbagi menjadi

beberapa bab yang dapat dijabarkan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini menjelaskan latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penulisan, serta sistematika penulisan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi teori-teori dari berbagai referensi yang selanjutnya digunakan sebagai dasar teori dalam melakukan perancangan turbin uap.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini menjelaskan alur proses kegiatan tugas akhir ini dari mulai awal hingga akhir dan menjabarkan mengenai prosedur atau langkah-langkah dalam melakukan penelitian.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi tentang perancangan turbin dengan dasar sistem ORC yang dirancang terlebih dahulu. Serta penggambaran performa turbin dengan menggunakan grafik.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dan saran dari analisa sebagai kesempurnaan perencanaan sistem *organic Rankine cycle* dan perancangan turbin.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Siklus Rankine

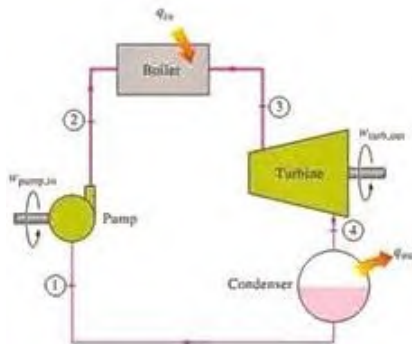
Siklus Rankine adalah siklus yang konvensional yang umum digunakan pada sistem pembangkit listrik yang ada di dunia khususnya digunakan pada sistem pembangkit tradisional. Seluruh siklus daya uap menggunakan sistem pembakaran luar, dimana sistem ini harus menggunakan alat penukar panas untuk proses penambahan panas. Sedangkan untuk proses pembuangan panas hampir semua sistem menggunakan kondensor sebagai alat penukar panas. Kelebihan dari siklus pembakaran luar adalah lebih sedikit membuat pencemaran udara dan bisa menggunakan bahan bakar dari tingkat yang lebih rendah serta murah. Siklus Rankine sekarang telah berkembang dengan pesat, dahulu fluida kerja yang digunakan adalah air tapi sekarang mulai berkembang dengan menggunakan fluida kerja organik. Dengan menggunakan fluida organik dapat menghasilkan listrik dengan temperatur dan tekanan yang rendah.

2.1.1 Siklus Rankine Ideal

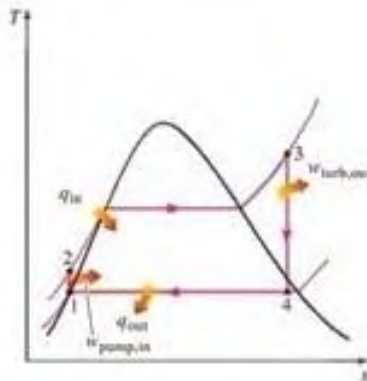
Siklus Rankine yang paling sederhana terdiri dari empat komponen yaitu Turbin, Kondensor, Pompa, dan Evaporator. Pada setiap komponen terjadi satu dari keempat proses termodinamika. Gambar sistem suatu siklus Rankine sederhana ditunjukkan seperti pada gambar 2.1

Jika fluida kerja yang melewati komponen boiler dan kondensor dari siklus daya uap sederhana terjadi tanpa irreversibilitas, gesekan, dan *pressure drop* maka fluida kerja tersebut akan mengalir pada tekanan konstan. Dan jika pada proses di turbin dan pompa terjadi tanpa irreversibilitas dan tidak terdapat *heat transfer* dengan lingkungan, proses tersebut terjadi secara isentropis. Siklus tersebut disebut sebagai siklus ideal. Dengan demikian suatu siklus ideal termodinamika dasar uap adalah siklus Rankine dimana proses termodinamika untuk siklus

ini berupa kompresi secara isentropik, penambahan panas secara isobar, ekspansi secara isentropik dan akhirnya pembuangan panas secara isobar. Siklus Rankine ini menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap. Gambar T-s diagram siklus rankine ditunjukkan seperti pada gambar 2.2



Gambar 2.1 Siklus Rankine Sederhana



Gambar 2.2 T-s diagram Siklus Rankine

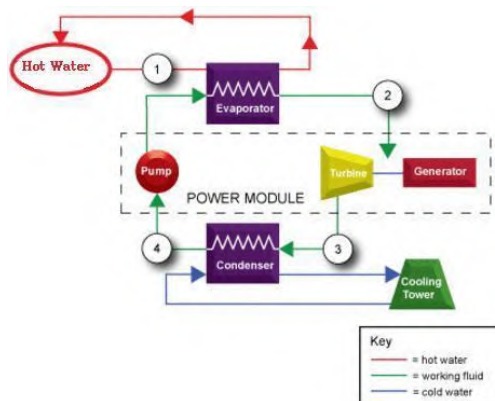
Dari proses yang ditunjukkan pada grafik diatas dapat kita lihat bahwa fluida kerja mengalami proses *internally reversible*:

- Proses 1-2 adalah proses kompresi isentropik yang terjadi dalam pompa dari tekanan kondensor menuju tekanan evaporator.

- Proses 2-3 adalah proses penambahan panas *isobarik* yang terjadi pada ketel.
- Proses 3-4 adalah ekspansi atau penurunan tekanan secara *adiabatik* dalam turbin atau mesin uap.
- Proses 4-1 adalah proses pembuangan panas *isobarik* yang terjadi dalam kondensor, dimana pada proses ini uap yang masuk kedalam kondensor dilepaskan panasnya ke air pendingin sehingga keluar dari kondensor berupa *liquid*.

2.2 Organic Rankine Cycle (ORC)

Organic Rankine Cycle (ORC) adalah siklus uap yang dikembangkan dari Siklus Rankine, siklus ini bekerja dengan menggunakan fluida kerja organik seperti *silicone oil*, *hydrocarbon*, dan *fluorocarbon* tapi yang umum digunakan adalah refrigerant. Dengan menggunakan bahan organik yang memiliki titik didih yang rendah, ORC dapat digunakan untuk mengekstrak energi dari sumber panas bertemperatur rendah. Siklus dasar ORC ditunjukkan pada gambar 2-3 berikut ini:



Gambar 2.3 Komponen Siklus ORC

Siklus sederhana *organic Rankine cycle* terdiri dari empat komponen utama yaitu:

1. Evaporator

Evaporator merupakan salah satu jenis alat penukar panas yang berfungsi untuk mengevaporasi fluida organik dari cair menjadi uap sebelum masuk ke dalam turbin.

2. Turbin

Turbin berfungsi untuk mengekspansi atau menurunkan tekanan dari fluida organik dan yang akan menghasilkan energi listrik bila disambungkan ke generator.

3. Kondensor

Kondensor merupakan salah satu jenis alat penukar panas yang berfungsi untuk mengkondensasikan uap dari fluida kerja organik menjadi cair dan pada tekanan dan temperatur konstan

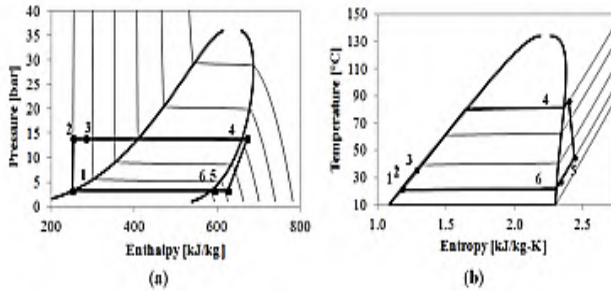
4. Pompa

Pompa berfungsi untuk menaikkan tekanan dari fluida organik sesuai dengan tekanan yang diperlukan oleh evaporator, pada masing – masing komponen terjadi proses termodinamika seperti pada siklus Rankine.

Perbedaan utama siklus Rankine dan ORC yaitu:

1. Siklus Rankine menggunakan fluida kerja air untuk menghasilkan uap, sedangkan pada ORC menggunakan fluida kerja organik.
2. Siklus Rankine menggunakan boiler sebagai tempat penambahan panas sedangkan pada sistem ORC menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas.
3. Siklus ORC tidak menggunakan suatu wadah untuk proses pembakaran sehingga tidak menghasilkan polusi udara akibat dari proses pembakaran.

Untuk diagram T-s, dan P-h dari ORC ditunjukkan pada gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2.4 Diagram (a) P-h dan (b) T-s dari *Organic Rankine Cycle*

2.3 Perhitungan Sistem ORC

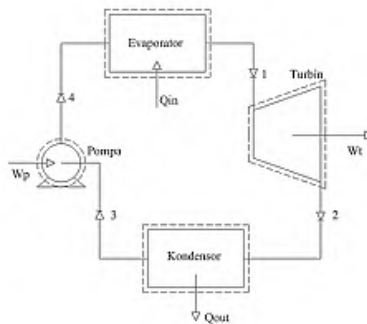
Persamaan yang digunakan untuk menentukan performa dari ORC yaitu dengan menggunakan hukum pertama dan kedua termodinamika. Untuk mendapatkan kerja output dan panas yang ditambahkan dapat ditentukan dengan menggunakan:

- hukum kesetimbangan energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left\{ h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right\} - \dot{m}_e \left\{ h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right\} \quad (2.1)$$

- hukum kesetimbangan masa

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (2.2)$$



Gambar 2.5 Urutan Proses Sistem ORC

Untuk proses 1 - 2 terjadi pada turbin, power turbin dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (2.3)$$

\dot{W}_T merupakan power turbin, untuk h_1 dan h_2 merupakan entalpi dari fluida kerja yang masuk dan meninggalkan turbin.

Untuk proses 2 - 3 terjadi pada kondensor, panas yang hilang pada kondensor dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

h_2 dan h_3 merupakan entalpi dari fluida kerja yang masuk dan keluar kondensor.

Untuk proses 3 - 4 terjadi pada pompa, kerja dari pompa dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (2.5)$$

\dot{W}_P adalah kerja pompa, untuk h_3 dan h_4 , merupakan entalpi fluida kerja masuk dan keluar pompa.

Untuk proses 4 - 1 terjadi pada evaporator dimana terjadi proses evaporasi untuk mengubah *liquid* menjadi *vapour*, panas rata - rata yang diberikan evaporator ke fluida kerja dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.6)$$

h_1 dan h_4 merupakan entalpi dari fluida kerja yang keluar dan masuk evaporator.

Untuk efisiensi dari siklus dapat dinyatakan sebagai rasio antara kerja bersih dari siklus dibagi dengan panas yang diberikan evaporator, dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta_{Cycle} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_E} \quad (2.7)$$

Dengan mensubstitusi persamaan (2.3), (2.5) dan (2.6) kedalam persamaan (2.7) sehingga efisiensi thermal untuk siklus dasar ORC dapat dituliskan:

$$\eta_{cycle} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (2.8)$$

Untuk rasio kerja balik dihitung dengan rumus:

$$bwr = \frac{W_P/\dot{m}}{W_T/\dot{m}} \quad (2.9)$$

2.4 Fluida Kerja

Sifat dan kriteria Fluida kerja memainkan peranan penting dalam siklus *ORC*. Sebuah fluida kerja tidak cukup hanya memiliki sifat termodinamika yang cocok terhadap aplikasinya, tapi juga memiliki stabilitas kimia yang memadai dalam kisaran suhu yang diinginkan. Pemilihan fluida mempengaruhi efisiensi sistem, kondisi operasi, dampak lingkungan dan ekonomi viabilitas. Kriteria seleksi ditetapkan untuk mencari kandidat potensial fluida kerja untuk siklus yang berbeda - beda pada berbagai kondisi.

1. Termodinamika dan sifat fisik

Secara termodinamika dan sifat fisik yang harus diperhatikan dalam pemilihan fluida kerja adalah sebagai berikut :

1. Kalor laten penguapannya harus cukup tinggi

Sebuah fluida dengan panas laten yang tinggi akan menyerap lebih banyak energi dari sumber dalam evaporator dan dengan demikian mengurangi laju aliran yang dibutuhkan

2. Densitas harus cukup tinggi

Dengan densitas yang cukup tinggi akan mengurangi laju aliran dapat menguntungkan bagi pompa.

3. Titik beku yang rendah

Titik beku harus lebih rendah dari suhu terendah dalam siklus untuk menghindari pembekuan fluida kerja pada saat proses siklus sedang berlangsung.

4. Stabilitas yang baik di suhu tinggi

Tidak seperti air, fluida organik biasanya mengalami kerusakan kimia dan dekomposisi pada tinggi suhu tinggi. Sehingga suhu maksimum sumber panas dibatasi oleh stabilitas kimia dari fluida kerja

5. Konduktifitas termal yang tinggi
Konduktifitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.
6. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas
Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

2. Stabilitas dan Kompatibilitas Fluida dengan Peralatan

Tidak seperti air, fluida organik biasanya mengalami kerusakan kimia dan dekomposisi pada suhu tinggi sehingga dapat merusak bagian - bagian dari komponen. Untuk itu, fluida kerja harus *noncorrosive* dan kompatibel dengan mesin dan bahan minyak pelumas. Calderazzi dan Paliano mempelajari stabilitas termal R-134a, R-141b, R-13I1, R-7146 dan R-125 yang terkait dengan stainless steel sebagai bahan wadah penampung.

3. Aspek Lingkungan

Aspek lingkungan merupakan perhatian utama termasuk potensial penipisan ozon (ODP), potensi pemanasan global (GWP) dan umur hidup atmosfer (ALT). ODP dan GWP mewakili potensi zat terhadap degradasi ozon dan pemanasan global. Karena masalah lingkungan, beberapa fluida bekerja telah dihapus, seperti, R-11 R-12, R-113, R-114, dan R 115, sementara beberapa yang lain sedang dihapus pada 2020 atau 2030 (seperti R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b dan R-142b). Fluida alternatif telah banyak ditemukan dan diterapkan. Alternatif yang diharapkan adalah untuk mempertahankan sifat-sifat yang dibutuhkan dan menghindari dampak yang merugikan bagi aspek lingkungan. Kandidat yang paling menjanjikan masih ditemukan di antara fluida yang mengandung fluor dan atom karbon yaitu dengan memasukkan satu atau lebih atom hidrogen dalam molekul, maka dengan adanya atom hydrogen maka sebagian besar fluida akan hancur di atmosfer yang lebih rendah secara alami, karena terjadi proses hidroksil radikal. Dengan

demikian memastikan bahwa sedikit fluida yang bertahan untuk masuk stratosfer.

4. Keamanan

Dari segi keamanan, karakteristik yang diharapkan dari sebuah fluida adalah *noncorrosive*, tidak mudah terbakar, dan tidak beracun. Tetapi fluida tidak selalu praktis dapat memenuhi kondisi tersebut. Banyak zat, seperti R-601, dianggap mudah terbakar tetapi ini bukan masalah jika tidak ada sumber api sekitar. Namun, secara otomatis proses pengapian pada sistem tersebut harus diperhatikan, konsentrasi maksimum yang diijinkan dan batas ledakan juga harus dipertimbangkan.

5. Biaya dan Ketersediaan

Dalam memilih fluida kerja faktor yang tidak kalah penting juga adalah masalah biaya dan ketersediaannya. Pada umumnya fluida kerja tergolong mahal, tetapi biaya ini bisa dikurangi dengan membeli fluida kerja dalam jumlah yang lebih besar, atau dapat juga dengan menggunakan fluida hidrokarbon rendah biaya.

2.5 Aplikasi *Organic Rankine Cycle*

Penggunaan limbah panas dari suatu proses adalah penerapan ORC yang utama. Beberapa penggunaan sistem ORC adalah penggunaan limbah panas dari pembakaran biomassa, limbah panas mesin pembakaran dalam dan proses panas bumi

1. Panas Dari Pembakaran Biomassa

Pembakaran adalah proses yang paling umum untuk produksi energi dari bahan bakar terbarukan ini. Fakta bahwa pembakaran biomassa bebas dari CO₂ telah menyebabkan negara-negara memberikan dukungan keuangan untuk pengembangan teknologi pembakaran biomassa. Dengan bahan bakar padat seperti biomassa, sistem ORC terbukti dapat memproduksi daya hingga 1 mega watt listrik. Efisiensi listrik dari proses ORC terletak antara 6-17% (Karl, 2004). Walaupun efisiensi ORC rendah, tetapi memiliki keuntungan lain, seperti fakta bahwa

sistem dapat bekerja tanpa pemeliharaan, sehingga menyebabkan biaya personil yang sangat rendah.

2. Limbah Panas dari Mesin IC

Contoh ORC yang bersumber dari limbah panas berasal dari bidang mesin pembakaran dalam (IC). Sistem ORC dapat ditemukan misalnya dalam proses biomassa. Dalam hal ini, biogas yang keluar dari digester biomassa dibakar dalam mesin pembakaran dalam. Limbah panas dari hasil mesin pembakaran dalam digunakan untuk mengoprasikan siklus ORC. Gas buang yang meninggalkan motor biasanya pada suhu sekitar 490°C

3. Tenaga Panas Bumi

Kasus lain di mana teknologi ORC digunakan adalah dengan memanfaatkan panas bumi yang memiliki suhu antara 80°C dan 160°C . Namun untuk pembangkit yang beroperasi pada temperatur rendah mempunyai efisiensi yang rendah.

2.6 Turbin Uap

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang menubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya dirubah menjadi energi mekanis berupa putaran poros turbin. Poros turbin langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang akan digerakkan. Dalam aplikasinya turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, pembangkit listrik, dan transportasi. Turbin uap secara umum diklasifikasikan ke dalam tiga jenis: impuls, reaksi, dan gabungan (impuls reaksi), yang tergantung pada cara perolehan pengubah energi potensial menjadi energi kinetik semburan uap.

2.6.1 Klasifikasi Turbin Uap

Turbin uap dapat diklasifikasikan ke dalam kategori yang berbeda tergantung pada konstruksinya, proses penurunan kalor, kondisi awal dan akhir uap, dan pemakaiannya di bidang industri sebagai berikut.

1. Menurut jumlah tingkat tekanan:

- a. Turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan yang biasanya berkapasitas kecil, turbin ini kebanyakan dipakai untuk menggerakkan kompressor sentrifugal dan mesin lain yang serupa.
 - b. Turbin impuls dan reaksi nekatingkat, turbin ini dibuat dengan jangka kapasitas yang luas mulai dari yang kecil hingga yang besar.
2. Menurut arah aliran uap:
 - a. Turbin aksi, yang uapnya mengalir dalam arah yang sejajar dengan terhadap sumbu turbin, tegak lurus terhadap sumbu turbin satu atau lebih. Tingkat kecepatan rendah pada turbin ini dibuat aksial.
 - b. Turbin radial, yang uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin.
3. Menurut jumlah silinder:
 - a. Turbin silinder tunggal
 - b. Turbin silinder ganda
 - c. Turbin tiga silinder
 - d. Turbin empat silinder
4. Menurut metode pengaturan:
 - a. Turbin dengan pengaturan pencekikan (*therottling*) yang uap segarnya masuk melalui satu atau lebih (tergantung pada daya yang dihasilkan) katup pencekik yang dioperasikan serempak.
 - b. Turbin dengan pengaturan *nozzle* yang uap segarnya masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka (*opening regulator*) yang berurutan.
 - c. Turbin dengan pengaturan langkau (*by pass governing*) yang uap segarnya disamping dialirkan ke tingkat pertama juga langsung dialirkan ke satu, dua, atau bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.
5. Menurut prinsip aksi uap:
 - a. Turbin impuls, yang energi potensial uapnya dirubah menjadi energi kinetik di dalam *nozzle* atau laluan yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan. Didalam

sudu gerak, energi kinetik uap dirubah menjadi energi mekanis. Menurut praktek turbin impuls yang dilakukan sekarang ini, pengklasifikasian ini adalah relatif, karena turbin ini beroperasi dengan derajat reaksi yang agak membesar pada sudu gerak tingkat-tingkat berikutnya (pada turbin kondensasi).

- b. Turbin reaksi aksial, yang ekspansi uap diantara laluan sudu, baik sudu pengarah atau sudu gerak tiap tingkat berlangsung hampir pada derajat yang sama.
 - c. Turbin reaksi radial tanpa sudu pengarah yang diam.
 - d. Turbin reaksi radial dengan sudu pengarah yang diam.
6. Menurut proses penurunan kalor:
- a. Turbin kondensasi dengan regenerator, pada turbin jenis ini uap pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer dialirkan ke kondensor. Disamping itu uap juga dicerat ditingkat menengah untuk memanaskan air pengisi ketel. Jumlah cerat yang demikian itu biasanya 2-3 hingga sebanyak 8-9. Kalor laten uap buang selama proses kondensasi semuanya hilang pada turbin ini. Turbin kapasitas kecil pada desain yang terdahulu sering tidak mempunyai pemanas air pengisian yang *regeneratif*.
 - b. Turbin kondensasi dengan satu atau dua penceratan dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu untuk keperluan industri dan pemanasan.
 - c. Turbin tekanan lawan, uap buang dipakai untuk keperluan industri dan pemanasan. Kedalam turbin jenis ini dapat juga ditambahkan (dalam artian yang relatif) turbin dalam kevakuman yang dihilangkan (*deteriorated*), yang uap buangnya dapat digunakan untuk keperluan pemanasan dan proses.
 - d. Turbin tumpang, turbin ini juga termasuk turbin jenis tekanan lawan dengan perbedaan bahwa uap yang keluar dari turbin jenis ini masih digunakan untuk turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah. Turbin ini secara umum beroperasi pada kondisi tekanan dan

temperatur uap awal yang tinggi, dan kebanyakan dipakai untuk memperbesar kapasitas pembangkit dengan maksud untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik.

- e. Turbin tekan lawan dengan peneratan uap dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu. Turbin jenis ini dimaksudkan untuk mensuplai uap pada konsumen pada berbagai kondisi tekanan dan temperatur.
 - f. Turbin tekanan rendah, turbin jenis ini memanfaatkan uap buang dari mesin uap, palu uap, mesin tekan, dan lain lain. Dipakai untuk keperluan pembangkit listrik.
 - g. Turbin tekanan campuran dengan dua atau tiga tingkat tekanan, dengan suplai uap buang ke tingkat menengahnya.
- Turbin-turbin yang disebutkan pada (b) sampai (e) biasanya mempunyai peneratan untuk pemanasan air pengisi ketel secara *regeneratif*, disamping peneratan uap pada tekanan-tekanan tertentu untuk keperluan lainnya.
7. Menurut kondisi-kondisi uap pada sisi masuk turbin:
 - a. Turbin tekanan rendah, yang memakai uap pada tekanan 1,2 sampai 2 ata
 - b. Turbin tekanan menengah, yang memakai uap pada tekanan sampai 40 ata
 - c. Turbin tekanan tinggi, yang memakai uap dengan tekanan diatas 40 ata
 - d. Turbin tekanan yang sangat tinggi, yang memakai uap dengan tekanan 170 ata atau lebih dan temperatur di atas 550°C atau lebih
 - e. Turbin tekanan superkritis, yang memakai uap pada tekanan 225 ata atau lebih.
 8. Menurut pemakaiannya dibidang industri:
 - a. Turbin stasioner dengan kecepatan putar yang konstan dipakai terutama untu menggerakkan alternator.
 - b. Turbin uap stasioner dengan kecepatan yang bervariasi dipakai untuk menggerakkan blower turbo, pengedar udara, pompa, dll.

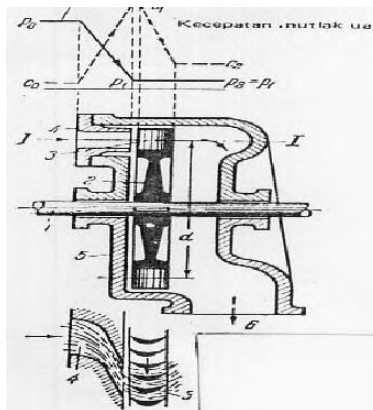
- c. Turbin yang tidak stasioner dengan kepesatan yang bervariasi. Turbin jenis ini biasanya dipakai pada kapal uap, lokomotif kereta api (lokomotif turbo).

2.6.2 Turbin Uap Impuls (aksi)

2.6.2.1 Turbin De Laval

Turbin uap De Laval adalah turbin uap yang bekerja berdasarkan impuls aksi dengan aliran aksial satu tingkat tekanan dan satu tingkat kecepatan. Turbin uap ini memiliki satu susunan sudu gerak sehingga seluruh *dropping energy* (energi jatuh) potensial uap akan dikonversikan oleh sudu-sudu gerak

Keuntungan turbin ini adalah konstruksi yang sederhana sehingga ongkos pembuatannya murah serta perakitannya mudah. Kerugian utama dari turbin jenis ini adalah kapasitasnya yang kecil, efisiensi rendah, dan putarannya yang terlalu tinggi sehingga memerlukan transmisi roda gigi untuk mendapatkan putaran yang dibutuhkan untuk menggerakkan generator.



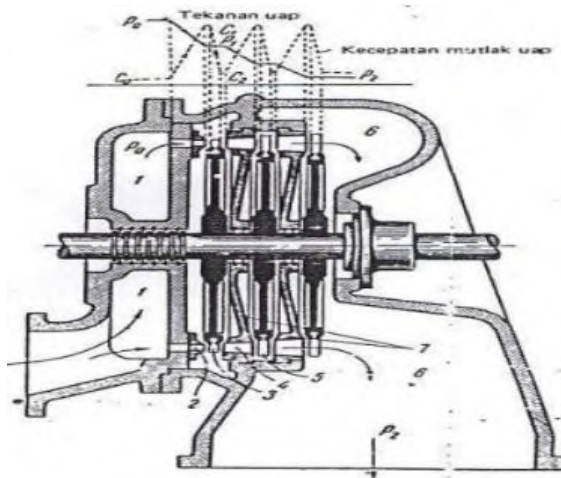
Gambar 2.6 Turbine De-laval

2.6.2.2 Turbin Uap Zoelley/ Reteau

Turbin uap Zoelley/Reteau bekerja dengan prinsip impuls reaksi dengan sistem tekanan bertingkat.

Tekanan uap turun secara bertahap didalam baris sudu tetap, sedangkan didalam baris sudu gerak tidak terjadi penurunan tekanan.

Daya yang dihasilkan pada turbin ini cukup besar pada putaran rendah, sehingga turbin uap ini cocok dipakai untuk penggerak daya generator yang besar. Keuntungan lain turbin ini adalah efisiensi yang tinggi.



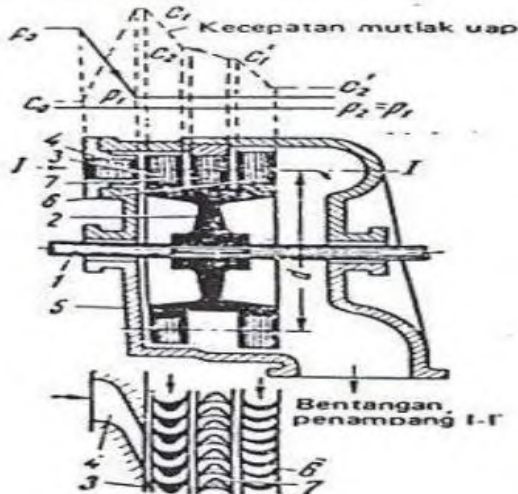
Gambar 2.7 Turbin Zoelley/Reteau

2.6.2.3 Turbin Uap Curtis

Turbin uap Curtis adalah turbin uap yang berkerja berdasarkan prinsip impuls aksi dengan aliran aksial sistem tekanan tunggal dan lebih dari satu tingkat kecepatan. Turbin uap ini memiliki putaran yang lebih rendah dari turbin De-Laval dan daya yang dihasilkan cukup besar.

Dalam turbin uap Curtis ini, uap hanya diekspansikan pada *nozzle* (sudu tetap yang pertama) dan selanjutnya tekanan konstan. Dalam baris sudu gerak tidak terjadi ekspansi hanya terjadi penurunan kecepatan. Meskipun dalam kenyataannya masih terjadi penurunan

tekanan pada sudu gerak yang terjadi akibat dari adanya gesekan serta kerugian-kerugian yang lain. Keunggulan dari turbin jenis ini adalah konstruksinya sederhana dan mudah dioperasikan.

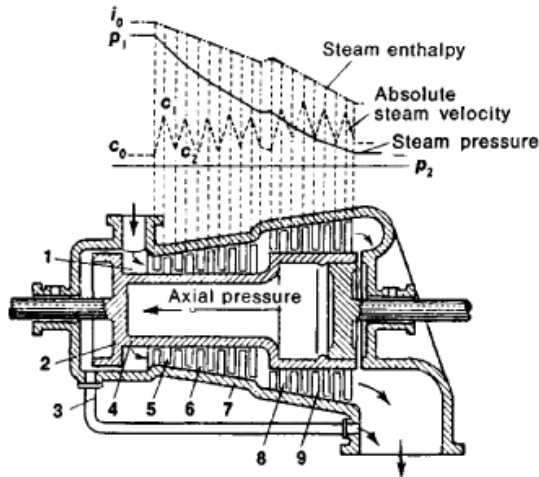


Gambar 2.8 Turbin Curtis

2.6.2.4 Turbin Parrson

Turbin Parrson adalah suatu turbin uap dengan beberapa tingkat kecepatan dan tingkat tekanan. Turbin ini bekerja dengan prinsip reaksi dengan aliran aksial bertingkat dengan kapasitas yang besar dan putaran yang rendah. Uap mengalami ekspansi pada sudu gerak maupun sudu pengarah sehingga mengarahkan dorongan pada sudu dalam arah aksial. Walaupun konversi energi terjadi pada sudu-sudu tersebut, namun yang menghasilkan daya tangensial reaksi hanya sudu-sudu gerak saja. Maka dari itu turbin uap Parrson dinamakan juga sebagai turbin uap semi reaksi. Keuntungan dari turbin ini adalah efisiensi yang dihasilkan lebih baik dari turbin uap Zoelley, akan tetapi sistem pengaturannya lebih

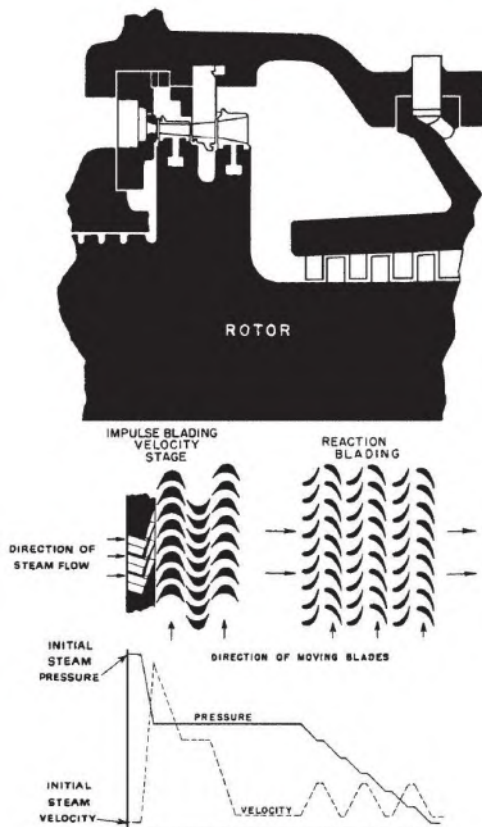
rumit dan biaya konstruksinya lebih mahal jika dibandingkan dengan turbin uap lainnya.



Gambar 2.9 Turbin Parrson

2.6.3 Turbin Uap Reaksi

Turbin uap reaksi biasanya juga memiliki tingkat Curtis pada awal tingkat. Bagian kedua terbangun sebagai turbin tekanan tersusun reaksi (jenis Parrson). Penurunan tekanan tiap tingkat lebih rendah dari pada turbin impuls, sehingga turbin memerlukan tingkat yang lebih banyak. Dibandingkan dengan sudu turbin impuls, sudu turbin reaksi harganya lebih murah. Karena penurunan tekanan dalam sudu tetap kecil, desain diafragma menjadi lebih sederhana dan piringannya adalah jenis drum. Efisiensi untuk satu tingkat sedikit lebih baik dari pada turbin impuls. Karena perbedaan tekanan dan konsekuensi akibat reaksi, turbin reaksi menghasilkan gaya aksial yang harus dipertimbangkan, sehingga diperlukan piston *dummy*.

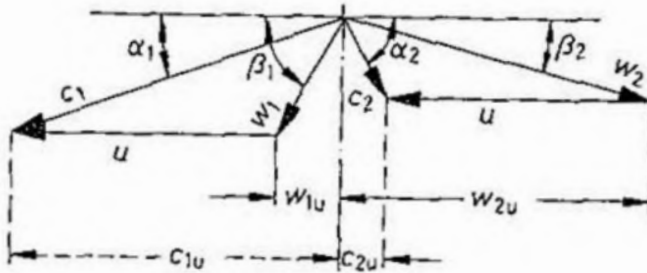


Gambar 2.10 Layout Dasar Turbin Uap Reaksi

2.6.4 Konstruksi Segitiga Kecepatan Turbin

Pertama kali uap diekspansikan di dalam *nozzle* dan dihasilkan kecepatan uap keluar *nozzle* (C_1) yang akan memasuki sudu gerak pada turbin. Setelah uap memasuki sudu gerak pada turbin dan ikut berputar sehingga memiliki kecepatan keliling (U_1). Agar aliran uap yang keluar dari nozel mempunyai efisiensi yang baik dan bebas dari tumbukan maka harus memiliki perbandingan C_1 dan U_1 yang tertentu. Dengan demikian bisa

didapat sudut masuk dan sudut keluar uap dengan tepat. Hal ini dapat dilihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Segitiga Kecepatan

Keterangan :

- C_1 dan C_2 : kecepatan absolut uap masuk dan keluar sudu gerak
- W_1 dan W_2 : kecepatan relatif uap masuk dan keluar sudu gerak.
- U : kecepatan keliling sudu
- α_1 dan α_2 : sudut absolut uap masuk dan keluar sudu gerak.
- β_1 dan β_2 : sudut relatif uap masuk dan keluar sudu gerak.

Sudut antara α_1 dan β_2 harus dibuat sedemikian rupa sesuai dengan kecepatan uap. Sudut α_1 bebas dipilih namun untuk mendapatkan efisiensi yang besar, sudut ini harus dibuat antara $10^\circ - 30^\circ$ namun yang bisa digunakan adalah $12^\circ - 20^\circ$. Sudut α yang besar digunakan ketika dibutuhkan, biasanya digunakan pada turbin yang besar dengan tekanan yang rendah pada akhir tingkat turbin tersebut.

Kondisi yang digunakan untuk penentuan segitiga kecepatan adalah besarnya C_2 sekecil mungkin, dan jika kondisi memungkinkan arah C_2 dapat tegak lurus dengan U . Hal ini berakibat pada energi pada sudu pengarah yang bisa dipindahkan untuk diubah menjadi energi mekanik lebih besar. Sedangkan energi sisanya bisa dialirkan kedalam sudu pengarah tingkat selanjutnya dengan lancar tanpa tumbukan.

2.6.5 Gaya Yang Terjadi Pada Sudu Turbin

2.6.5.1 Gaya Tangensial F_u

Uap dengan masa alir tertentu yang mengalir pada sudu-sudu gerak turbin, akan menggerakkan piranti mekanik turbin tersebut dengan gaya tangensial F_u . Oleh karena itu hanya komponen uap yang searah dengan arah putaran roda turbin yang mempunyai kerja, besarnya secara umum dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_u = \dot{m}(W_{1u} - W_{2u}) = \dot{m}(c_{1u} - c_{2u}) \quad (2.10)$$

Dalam hal ini komponen kecepatan c_2 dan w_2 arahnya berlawanan dengan U , sehingga persamaan menjadi :

$$F_u = \dot{m}(W_{1u} - (-W_{2u})) = \dot{m}(W_{1u} + W_{2u}) \quad (2.11)$$

$$F_u = \dot{m}(C_{1u} - (-C_{2u})) = \dot{m}(C_{1u} + C_{2u}) \quad (2.12)$$

2.6.5.2 Daya Pada Keliling Roda Turbin P_u

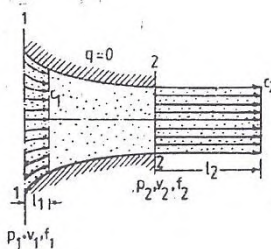
Daya yang terdapat pada keliling roda turbin diperoleh dari hasil perkalian gaya tangensial dengan kecepatan keliling roda jalan:

$$P_u = F_u \cdot u = \dot{m} \cdot u(W_{1u} - W_{2u}) = \dot{m} \cdot u(c_{1u} - c_{2u}) \quad (2.13)$$

2.6.6 Nozzle Turbin

2.6.6.1 Aliran Melalui Nozzle

Nozzle adalah saluran yang mempunyai luasan yang berfariasi, yang dirancang untuk menurunkan tekanan dari bagian masuk kebagian keluar untuk mempercepat aliran.



Gambar 2.12 Volume Atur Aliran Uap Melalui Nozzle

Dari gambar 2.11 diatas:

- Bagian masuk ditandai dengan 1
- Bagian keluar ditandai dengan 2

Asumsi untuk proses aliran uap melewati *nozzle* pada kecepatan tinggi adalah:

- *Reversibel*
- Proses *adiabatik*
- $W = 0$
- Perubahan energi potensial diabaikan ($Z_1 = Z_2$)

Kecepatan uap keluar *nozzle* teoritis :

$$C_{1t} = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2} \quad (2.14)$$

Kecepatan uap keluar *nozzle* aktual adalah:

$$C_1 = \psi \cdot C_{1t} \quad (2.15)$$

Keterangan:

C_{1t} = kecepatan uap keluar *nozzle* teoritis, m/detik

C_1 = kecepatan uap keluar *nozzle* aktual, m/detik

h_1 = entalpi masuk, Kj/kg

h_2 = entalpi keluar, Kj/kg

2.6.6.2 Nozzle Konvergen

Nozzle konvergen mempunyai laluan dengan luas penampang yang mengecil secara seragam, ujung sisi keluar mempunyai luasan yang minimum yang besarnya tergantung pada kondisi-kondisi aliran. Expansi uap dari tekanan P_0 ke P_1 terjadi sepanjang luasan didalam *nozzle*. Perhitungan-perhitungan *nozzle* pada dasarnya dilakukan untuk memperoleh luas penampang laluan uap melalui *nozzle*. Luas penampang *nozzle* dapat ditentukan dengan persamaan kontinuitas:

$$\dot{m} \cdot v = A \cdot c \quad (2.16)$$

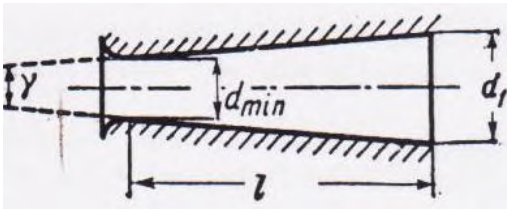
Keterangan:

\dot{m} = massa alir uap melalui *nozzle*, kg/detik

v = volume spesifik uap pada penampang sisi keluar *nozzle*, m^3/kg

c = kecepatan aktual uap pada penampang sisi keluar *nozzle*

A = luasan penampang sisi keluar *nozzle*



Gambar 2.13 *Nozzle* Konvergen

2.6.6.3 *Nozzle* Konvergen-Divergen

Proses ekspansi uap yang terjadi pada *nozzle konvergen-divergen* berbeda dengan *nozzle* konvergen. Pada *nozzle* konvergen uap berekspansi dari tekanan awal P_0 sampai tekanan P_{kr} . Pada penampang *nozzle* yang terkecil, yang dikenal sebagai leher (*throat*), uap memperoleh kecepatan kritis c_{kr} . Ekspansi uap dari tekanan P_{kr} ketekanan P_1 terjadi didalam *nozzle* yang divergen dengan kecepatan uap yang terus menerus bertambah hingga akhirnya mencapai nilai akhir sebesar $c_{1t} > c_{kr}$. Tekanan uap pada leher *nozzle* dapat ditentukan dari persamaan:

$$P_{kr} = v_{kr} P_1 \quad (2.17)$$

Nilai v_{kr} adalah:

Untuk uap superheat $= 0,546$

Untuk uap panas lanjut $= 0,577$

Luas penampang maksimum pada *nozzle* konvergen-divergen dapat ditentukan dengan persamaan kontinuitas berikut ini:

$$A_{max} = \frac{\dot{m}v}{c} \quad (2.18)$$

Luas penampang minimum pada *nozzle* konvergen-divergen dapat ditentukan dengan persamaan:

$$A_{max} = \frac{\dot{m}}{203 \sqrt{\frac{P_0}{v_0}}} \quad (2.19)$$

Sedangkan panjang bagian *nozzle* yang divergen ditentukan dengan persamaan :

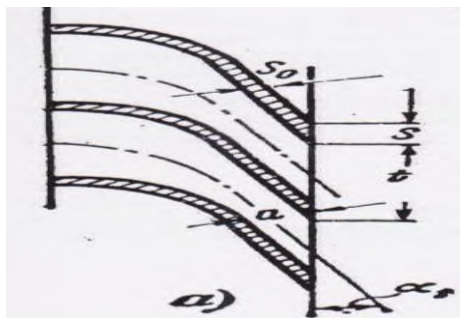
$$l = \frac{d_1 - d_{min}}{2 \tan \frac{\gamma}{2}} \quad (2.20)$$

Keterangan :

d_1, d_{min} = diameter *nozzle* pada penampang sisi keluar pada leher atau nilai sisi-sisinya jika nisel tersebut penampangnya berbentuk bujur sangkar.

γ = sudut divergensi *nozzle*, disarankan bahwa nilai ini dapat dipakai dalam batas-batas $6^\circ - 12^\circ$

Dengan sudut γ yang sangat kecil, *nozzle* akan menjadi panjang sedangkan nilai sudut yang lebih besar ada kemungkinan uap meinggalkan (berpisah dari) dinding dalam *nozzle* yang akhirnya terjadi turbulensi.



Gambar 2.14 *Nozzle* Konverge-Divergen

2.6.6.4 Desain Ukuran *Nozzel*

Uap dimasukkan ke dalam turbin melalui *nozzle* yang ditempatkan pada seluruh bagian keliling turbin. Dengan kata lain, uap dialirkan ke semua blade yang berputar secara serempak, maka turbin yang demikian dikenal sebagai turbin pemasukan penuh (*fully admission turbine*). Selain itu jika uap dimasukkan hanya sebagian dari keliling, yang demikian ini umumnya disebut dengan turbin pemasukan parsial.

Hubungan antara panjang busur m yang ditempati oleh *nozzle* dan sekelilingnya πd dikenal sebagai derajat pemasukan parsial.

$$\varepsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{tz}{\pi d} \quad (2.21)$$

Keterangan : d = diameter rata-rata cakram yang bersudu

t = jarak bagi blade pada diameter rata-rata

z = jumlah laluan blade

Penampang sisi keluar susunan *nozzle* konvergen dalam arah yang tegak lurus kearah vektor kecepatan c_1 ditentukan sebagai berikut.

$$f_1 = alz \quad (2.22)$$

Keterangan : a = lebar penampang sisi keluar (minimum) *nozzle*

l = tinggi *nozzle* pada penampang sisi keluar

Z = jumlah laluan sudu

Dari persamaan kontinuitas diperoleh

$$G_1 v_1 = f_1 c_1 \quad (2.23)$$

Keterangan : G_1 = massa alir uap melalui *nozzle*, kg/detik

v = volume spesifik uap pada penampang sisi keluar *nozzle*, m^3/kg

C_1 = kecepatan aktual uap pada penampang sisi keluar *nozzle*

Dari persamaan diatas dapat diperoleh

$$G_1 v_1 = alzc_1 = tzsina_1 = \pi d \varepsilon c_1 sina_1 \quad (2.24)$$

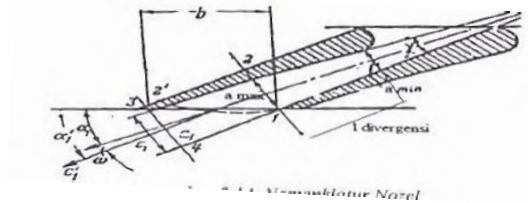
$$l = \frac{G_1 v_1}{\pi d \varepsilon c_1 sina_1} \quad (2.25)$$

$$\varepsilon = \frac{G_1 v_1}{\pi d l c_1 sina_1} \quad (2.26)$$

Dari persamaan (2.25) dan (2.26) dapat ditentukan ukuran-ukuran dasar sebuah *nozzle*. Semua besaran didalam persamaan, kecuali l dan ε , diketahui dari perhitungan penurunan kalor, harga l didapat dengan mengansumsi harga ε , begitu pula sebaliknya. Kerugian-kerugian energi pada *nozzle* akan bertambah dengan berkurangnya tinggi *nozzle* dan derajat pemasukan parsial (*degree of partial admission*), disarankan bahwa tinggi *nozzle* l harus kurang dari 10mm dan ε tidak kurang dari 0.2.

Pada turbin dengan kapasits kecil pada kecepatan putar normal sebesar 3000 rpm, nilai-nilai t dan ε adalah kecil. Pada turbin dengan kapasitas besar dengan blade berukuran besar, nilai derajat pemasukan parsial (*degree of partial admission*) dapat mencapai satu, sehingga:

$$l = \frac{G_1 v_1}{\pi d c_1 sina_1} \quad (2.27)$$



Gambar 2.15 Nomenklatur *Nozzle*

2.6.7 Sudu Turbin

2.6.7.1 Penentuan Tinggi Sudu (*blade*) Gerak

Tinggi sudu (*blade*) di sisi masuk l'_1 dapat dilihat pada gambar 2.16 sedikit lebih besar dari pada tinggi *nozzle*. Pada sudu berukuran pendek, l'_1 lebih besar 2 sampai 4mm dari pada l . Pada sudu yang berukuran lebih panjang, perbedaan antara l'_1 dan l sebesar 4mm atau lebih. Penampang sisi keluar sudu gerak dalam arah yang tegak lurus terhadap arah aliran uap ditentukan dari persamaan,

$$f_2 \frac{Gv_2}{\omega_2} \quad (2.28)$$

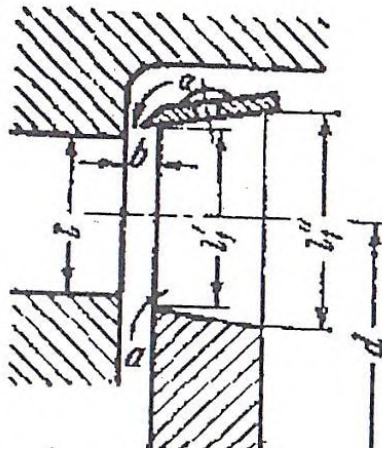
Keterangan : v_2 = volume spesifik uap pada sisi keluar dari sudu gerak.

Penampang sisi keluar sudu pada bidang putar akan menjadi:

$$f_{2a} = \frac{f_2}{\sin\beta_2} = \frac{Gv_2}{\omega_2 \sin\beta_2} \quad (2.29)$$

f_{2a} dapat dinyatakan dengan

$$f_{2a} = \frac{a_1 l_1'' \varepsilon z_1}{\sin\beta_2} = t_1 l_1'' \varepsilon z_1 = \pi d l_1'' \varepsilon \quad (2.30)$$



Gambar 2.16 Penampang Sudu Turbin

Keterangan : d = diameter rata-rata cakram

a_1 = lebar penampang sisi keluar sudu gerak

t_1 = jarak bagian sudu pada diameter rata-rata

l_1'' = tinggi sisi keluar sudu gerak

z_1 = jumlah sudu yang dipasang pada cakram.

Dari persamaan 2.27 dan 2.28 dapat diperoleh

$$l_1'' = \frac{Gv_2}{\pi d \varepsilon \omega_2 \sin \beta_2} \quad (2.31)$$

Bila uap dimasukkan ke seluruh keliling cakram (*full admission turbine*), $\varepsilon = 1$ maka diperoleh

$$c_1 \sin \alpha_1 = c_{1a} \quad (2.32)$$

$$\omega_2 \sin \beta_2 = c_{2a} \quad (2.33)$$

Dimana c_{1a} dan c_{2a} adalah komponen c_1 dan ω_2 sepanjang sumbu turbin.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai ke dalam persamaan 2.29 dan 2.30 sebagai pengganti suku-suku c_1 dan ω_2 , selanjutnya perbandingan antara persamaan 2.29 dengan 2.30 diperoleh

$$\frac{l_1''}{l} = \frac{v_2 c_{1a}}{v_1 c_{2a}} \quad (2.34)$$

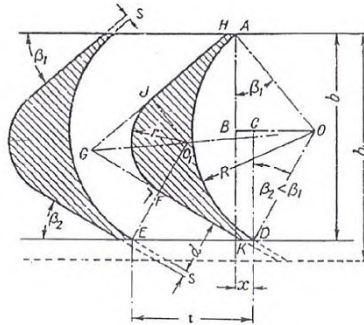
Pada turbin impuls murni, dapat disederhanakan menjadi

$$l_1'' = l \frac{c_{1a}}{c_{2a}} \quad (2.35)$$

Dari segi penyempurnaan bentuk (*streamlining*) bagian-bagian yang dilewati oleh aliran fluida (uap), perbedaan besar antara nilai-nilai l_1'' dan l dihindari.

2.6.7.2 Dimensi Sudu

Untuk proses penggambaran sudu dapat dilihat pada gambar berikut ini, dimana besaran yang diperlukan untuk mengetahui bentuk dari sudu-sudu pada turbin dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah ini.



Gambar 2.17 Nomenklatur Sudu

Besar dari jari-jari kelengkungan sudu bagian luar dapat dihitung:

$$R = \frac{b}{\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2} \quad (2.36)$$

Keterangan : b = panjang sudu

α_1 = sudut masuk sudu

α_2 = sudut keluar sudu

Sedangkan untuk jarak antara sudu dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$t_1 = \frac{R}{\sin \beta_1 + \sin \beta_2} \quad (2.37)$$

Menentukan nilai dari jari-jari kelengkungan dalam:

$$r = R - (t \cdot \sin \beta_1 - s) - t \cdot \frac{\sin \left[\frac{\beta_1 - \beta_2}{2} \right]}{\cos \beta_1} \quad (2.38)$$

Keterangan : t = jarak antar sudu

s = tebal sudu

2.6.8 Ukuran Poros

Poros pada turbin mempunyai fungsi sebagai penghubung yang memindahkan daya dan putaran turbin serta menahan beban yang ada pada poros. Beban yang dialami oleh poros adalah

beban puntir yang diakibatkan oleh cakram yang berputar dan beban lentur akibat berat cakram dan sudu.

Beban tegangan geser yang diijinkan untuk bahan poros tertentu dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{s_{f1}s_{f2}} \quad (2.39)$$

Keterangan : σ_b = kekuatan tarik yang dimiliki oleh bahan

s_{f1} = Faktor keamanan terhadap bahan

s_{f2} = Faktor keamanan karena adanya pasak dan konsentrasi tegangan(1,3-3,0)

Sedangkan untuk besarnya momen torsi yang terjadi pada poros (M_t) adalah:

$$M_t = 9,47 \cdot 10^5 \cdot \frac{N_{effektif}}{n} \quad (2.40)$$

Keterangan : $N_{effektif}$ = Daya efektif yang dihasilkan turbin

n = putaran turbin

dari kedua persamaan diatas akan didapatkan ukuran diameter poros melalui persamaan:

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b M_t \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.41)$$

Keterangan: K_t = factor pembebasan sebesar 1,5 – 3,0 untuk beban torsi dengan kejutan dan tumbukan

C_b = factor lentur poros sebesar 1,2 – 2,3 untuk pembebanan lentur diambil 1,8

Lalu tegangan yang terjadi pada poros dapat dihitung :

$$\tau_p = \frac{16M_t}{\pi \cdot d_p^3} \quad (2.42)$$

2.6.9 Rumah Turbin

Stator turbin mempunyai bentuk yang rumit sehingga untuk mendapatkan perhitungan yang tepat untuk dinding silinder akan menjadi sangat sulit. Dengan mengabaikan pengaruh

dinding samping, rusuk-rusuk pengukuh, flens variasi tekanan dan temperatur menurut panjangnya maka dapat diasumsikan silinder itu berbentuk drum.

Tegangan yang bekerja pada dinding stator dapat dinyatakan dengan rumus:

$$\sigma = \frac{D.P}{2\delta} \quad (2.43)$$

Keterangan : D = diameter dalam silinder

P = tekanan pengukuran gauge uap masuk nozel

δ = tebal dinding silinder

Jika tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan maka konstruksi tersebut aman.

2.7 Penelitian Terdahulu

Penelitian tentang “*Perancangan Turbin Uap Untuk Organik Rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123 Sebagai Pembangkit Listrik*” telah dilakukan oleh Oktaviandita Sulistiyono. Pada penelitian ini bertujuan untuk membuat sebuah turbin yang dapat digunakan pada sistem Organik Rankine Cycle (ORC). Turbin yang didesain diharapkan mampu menghasilkan daya sebesar 11 KW dimana nilai ini didapat dari perhitungan dari sistem Organik Rankine Cycle dengan asumsi awal efisiensi turbin 80% dan tidak ada penurunan tekanan pada instalasi pipa dan evaporator. Fluida kerja yang digunakan dalam sistem ORC adalah R-123 dengan data sebagai berikut:

- Laju aliran massa : 0,4026 kg/s
- Daya turbin uap (N) : 11 KW
- Tekanan Masuk (P_1) : 5 bar
- Temperatur Masuk (T_1) : 86°C
- Tekanan Keluar (P_2) : 1 bar
- Temperatur Keluar (T_2) : 37°C

Dalam penelitian ini turbin yang didesain adalah turbin jenis Curtis dengan 2 tingkat kecepatan dengan putaran yang didesain sebesar 3000 rpm. Sedangkan *nozzle* yang digunakan untuk turbin ini adalah *nozzle* jenis konvergen-divergen dengan dimensi sebagai berikut:

Tabel 2.1 Dimensi *Nozzle*

Komponen	Nilai
Luas Maks, Amaks (mm^2)	70,6
Luas Min, Amin (mm^2)	40,74
Tinggi nozel, l (mm)	11
Jumlah nozel (Z)	4
Lebar maks, amaks (mm)	6,42
Lebar min, amin (mm)	3,7
Panjang divergensi (mm)	25,94

Setelah dilakukan perhitungan didapatkan dimensi sudu gerak baris pertama, sudu pengarah, dan sudu gerak baris kedua sebagai berikut:

Tabel 2.2 Dimensi Sudu Gerak Baris Pertama

Komponen	Nilai
Tinggi sudu sisi masuk, l_{1i} (mm)	12,95
Tinggi sudu sisi keluar, l_{10} (mm)	21,3
Tebal sudu, s (mm)	2
Lebar sudu, b (mm)	20
Jari-jari kelengkungan luar sudu, R (mm)	10,64
Jumlah sudu, Z	70
Pitch, t (mm)	15,589
Jari-jari kelengkungan dalam sudu, r (mm)	5,88

Tabel 2.3 Dimensi Sudu Pengarah

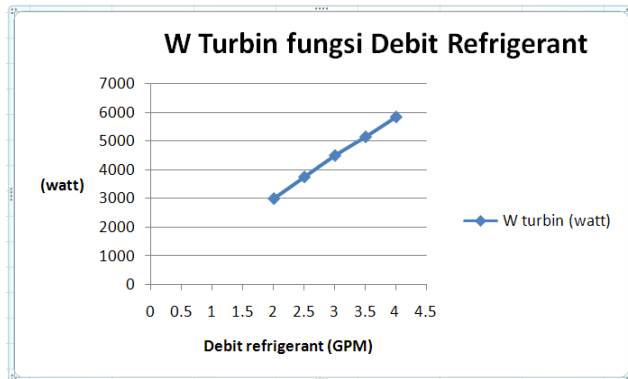
Komponen	Nilai
Tinggi sudu sisi masuk, l_{gbi} (mm)	23,305
Tinggi sudu sisi keluar, l_{gbo} (mm)	28,48
Tebal sudu, s (mm)	2

Lebar sudu, b (mm)	24
Jari-jari kelengkungan luar sudu, R (mm)	13,428
Jumlah sudu, Z	73
Pitch, t (mm)	14,948
Jari-jari kelengkungan dalam sudu, r (mm)	7,055

Tabel 2.4 Dimensi Sudu Gerak Baris Kedua

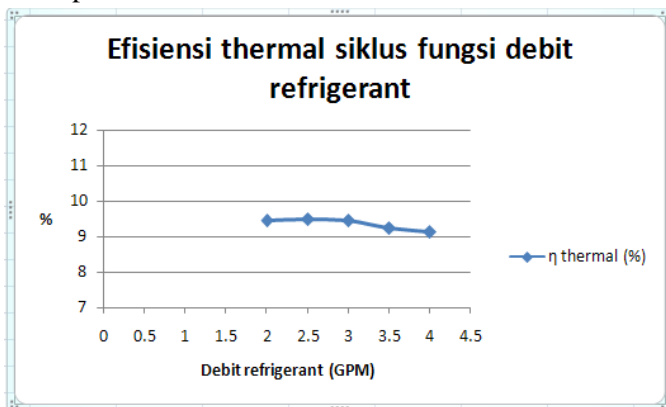
Komponen	Nilai
Tinggi sudu sisi masuk, l_{2i} (mm)	30,48
Tinggi sudu sisi keluar, l_{2o} (mm)	34,9
Lebar sudu, b (mm)	28
Jari-jari kelengkungan luar sudu, R (mm)	20,03
Jumlah sudu, Z	78
Pitch, t (mm)	13,99
Jari-jari kelengkungan dalam sudu, r (mm)	10,02

Penelitian tentang “**Studi Eksperimen Karakteristik Siklus Dari Sistem *Organic Rankine Cycle* Dengan Fluida Kerja R-123**” telah dilakukan oleh Rony Putera Napitupulu. Penelitian ini merupakan studi eksperimen pada suatu sistem *organic Rankine cycle* yang telah dibangun. Sistem ORC yang akan diuji memiliki empat komponen utama yaitu, turbin, kondensor, pompa dan evaporator. Sistem ORC ini bekerja dengan menggunakan fluida kerja R-123. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan *flowrate* aliran fluida kerja mulai dari *flowrate* 4 GPM – 2 GPM dengan penurunan setiap 0,5 GPM.



Gambar 2.18 Grafik Daya Turbin Fungsi Debit Refrigerant

Dari grafik dapat dilihat bahwa daya turbin secara keseluruhan memiliki trend yang cenderung naik mulai dari 2 GPM sampai 4 GPM. Hal ini terjadi karena adanya peningkatan *mass flowrate* yang masuk tubin seiring dengan kenaikan debit fluida kerja. Walaupun temperaturnya cenderung menurun yang berakibat turunnya enthalpy namun pertambahan nilai *mass flowrate* masih lebih besar untuk memberikan nilai daya yang lebih besar pula.



Gambar 2.19 Grafik Effisiensi Thermal Siklus Fungsi Debit Refrigerant

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa trend grafik cenderung konstan pada setiap variasi debit fluida kerja. Nilai efisiensi *thermal* dari sistem *organic Rankine cycle* ini adalah berkisar 9 % pada setiap variasi debit. Hal ini mengindikasikan bahwa panas yang diberikan pada sistem hanya dapat dimanfaatkan sebesar 9 % untuk menghasilkan daya, dan bisa dikatakan konstan pada setiap variasi debit.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Parameter Penentuan Fluida Kerja

Fluida kerja yang digunakan pada sistem organik Rankine cycle mempunyai peranan penting. Fluida kerja yang digunakan harus memiliki karakteristik yang sesuai dengan sistem ORC. Karena keterbatasan temperatur fluida pendingin yang digunakan maka fluida kerja yang digunakan dalam sistem ORC harus mempunyai temperatur pengembunan yang tinggi pada tekanan yang rendah. Semakin rendah tekanan pengembunan (tekanan kondensor), ΔP yang diekspansikan pada turbin semakin besar sehingga daya yang dihasilkan oleh turbin juga semakin besar

Tabel 3.1 Fluida Kerja Yang Dapat Digunakan Dalam Sistem ORC

Jenis Fluida	Temp (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg.k)	
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	liquid	vapor
R113	35	0,65452	1539	4,9343	231,91	380,19	1,1098	1,591
R365mfc	35	0,83757	1235,4	5,0422	247,73	438,39	1,1641	1,7829
R141b	35	1,1228	1214,2	5,3487	240,11	461,38	1,1379	1,856
R123	35	1,3053	1438	8,2135	235,41	402,54	1,1217	1,6641
R245ca	35	1,4577	1360,8	8,0973	246,09	441,62	1,1584	1,7929
R11	35	1,4867	1452,2	8,3685	230,63	407,76	1,1052	1,68
R245fa	35	2,1172	1310,9	12,018	245,81	430,08	1,1573	1,7553
R236ea	35	2,8812	1391,9	18,854	243,5	393,63	1,1493	1,6365
R114	35	2,9225	1423,3	21,337	234,4	358,46	1,118	1,5206
butane	35	3,2836	561,01	8,215	284,21	635,17	1,2885	2,4274
R236fa	35	3,7596	1325,4	25,195	243,71	383,59	1,1498	1,6037
RC318	35	4,2515	1456,9	37,986	238,39	337,97	1,1315	1,4546
R142b	35	4,543	1085,3	20,119	245,42	440,55	1,1554	1,7887
isobutane	35	4,6477	537,83	11,988	283,67	601,21	1,2861	2,3165
R124	35	5,1539	1320	31,667	239,23	379,76	1,1342	1,5902

R227ea	35	6,1079	1344	48,833	240,67	346,37	1,139	1,482
R1234ze	35	6,6756	1129,1	35,319	71,927	230,79	0,25444	0,76999
R152a	35	7,9385	873,36	24,613	262,01	528,7	1,2114	2,0769
R12	35	8,4621	1273,8	47,906	234,1	367,18	1,116	1,5478
R134a	35	8,8698	1167,5	43,416	249,01	417,19	1,167	1,7128
R1234yf	35	8,9521	1054	50,301	84,221	221,1	0,30307	0,74727
R161	35	12,051	700,43	28,384	274,29	594,47	1,2521	2,2911
propane	35	12,179	476,1	26,618	292,84	610,01	1,3143	2,3436
R218	35	11,258	1260,5	115,15	239,88	308,98	1,1354	1,3596
R115	35	11,642	1234	93,253	237,84	325,08	1,1283	1,4114
ammonia	35	13,508	587,4	10,457	509,23	1631,5	2,0382	5,6801
R22	35	13,548	1150,1	57,988	243,07	415,34	1,1458	1,7048
R143a	35	16,236	885,23	76,954	256,16	401,31	1,1895	1,6606
R125	35	17,783	1125	122,27	247,16	345,88	1,1591	1,4794
R32	35	21,898	917,05	63,343	265,3	514,48	1,2198	2,0285
R41	35	48,196	509,5	138,93	309,03	483,4	1,3578	1,9237

Selain tingkat keadaan yang sesuai dengan sistem, hal lain yang perlu diperhatikan dalam menentukan fluida kerja yang digunakan adalah ketersediaannya dipasaran. Jika fluida kerja yang digunakan sulit didapatkan dipasaran maka akan mempengaruhi keberlangsungan dari penelitian yang dilakukan.

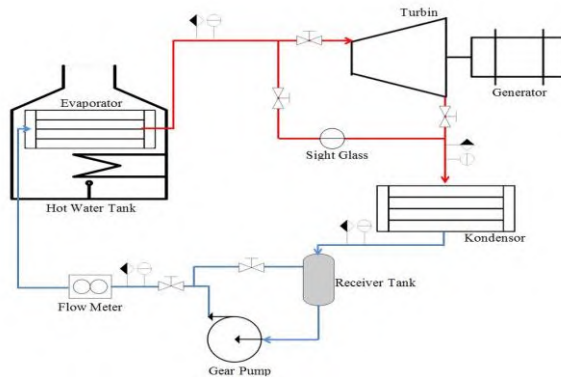
3.2 Analisa Energi Pada Sistem ORC

Setelah mentukan fluida kerja yang akan digunakan dalam sistem ORC, hal yang dilakukan adalah analisa termodinamika dan *heat balance*. Parameter dasar yang digunakan dalam perancangan sistem ORC adalah sebagai berikut:

Tabel 3.2 Dasar Perancangan Sistem

Temperatur fluida pemanas	$\pm 100\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatur fluida pendingin	$35\text{ }^{\circ}\text{C}$
Fluida Kerja yang digunakan	R141b
Daya yang diinginkan	1 KW

Dari parameter dasar diatas maka temperatur penguapan fluida kerja harus lebih kecil dari 100°C dan temperatur kondensasi dari fluida kerja harus lebih tinggi dari 35°C . Dalam menentukan tekanan evaporator hal yang perlu diperhatikan adalah fluida yang keluar dari evaporator harus dalam kondisi panas lanjut dan untuk menentukan tekanan kondensor hal yang perlu diperhatikan adalah fluida yang keluar dari kondensor harus dalam kondisi cair jenuh. Selain kondisi fluida kerja keluar dari kondensor, hal lain yang perlu diperhatikan dalam menentukan tekanan kondensor adalah kondisi fluida kerja yang keluar dari turbin harus dalam kondisi panas lanjut. Hal ini dikarenakan jika kondisi fluida kerja yang keluar dari turbin dalam fase campuran maka didalam turbin akan terdapat fluida cair yang mengganggu kinerja turbin.



Gamnbar 3.1 Diagram Block Sistem ORC Yang Dirancang

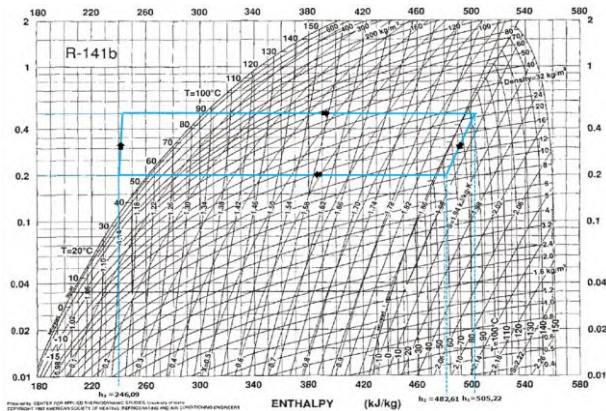
Analisa energi yang dilakukan dalam setiap komponen pada sistem ORC ini menggunakan Hukum termodinamika 1 dan hukum kesetimbangan massa. Sedangkan properti yang dicari adalah daya yang dihasilkan turbin, daya yang dibutuhkan pompa, energi panas yang dibutuhkan evaporator, energi panas yang dibuang melalui kondensor, efisiensi siklus, dan laju aliran massa yang dibutuhkan. Persamaan dasar yang digunakan adalah sebagai berikut:

- hukum kesetimbangan energy

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left\{ h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right\} - \dot{m}_e \left\{ h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right\} \quad (3.1)$$

- hukum kesetimbangan masa

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (3.2)$$

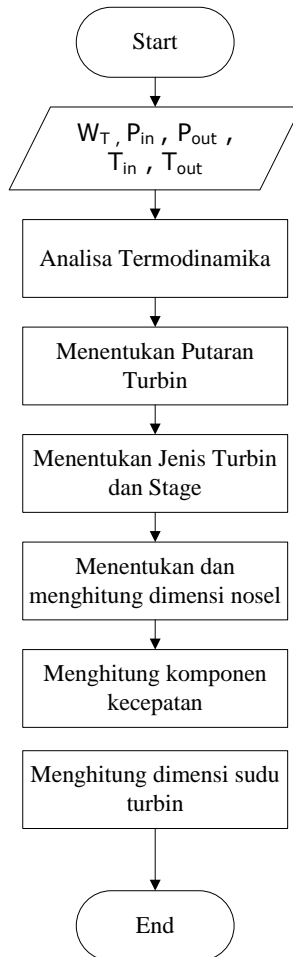


Gambar 3.2 P-h Diagram Siklus *Organik Rankine Cycle*

- Proses 1-2 adalah proses kompresi isentropik yang terjadi dalam pompa dari tekanan kondensor menuju tekanan evaporator.
- Proses 2-3 adalah proses penambahan panas *isobarik* yang terjadi pada evaporator.
- Proses 3-4 adalah ekspansi atau penurunan tekanan secara *adiabatik* dalam turbin
- Proses 4-1 adalah proses pembuangan panas *isobarik* yang terjadi dalam kondensor,

3.3 Analisa Perancangan Turbin

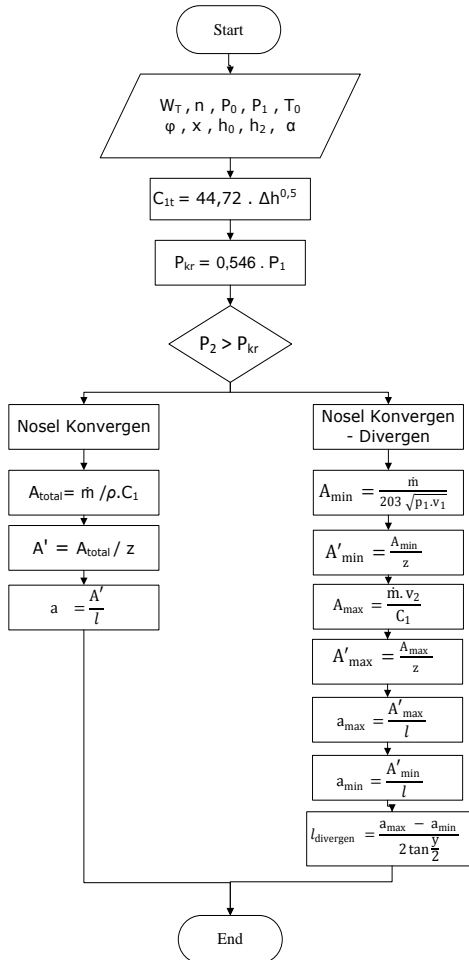
Dari analisa energi yang telah dilakukan maka akan didapatkan parameter-parameter dasar (kondisi uap yang masuk dan keluar turbin) yang dapat digunakan sebagai dasar perancangan turbin.



Gambar 3.3 Flowchart Perancangan Turbin Secara Umum

3.4 Analisa Perancangan Dan Perhitungan *Nozzle*

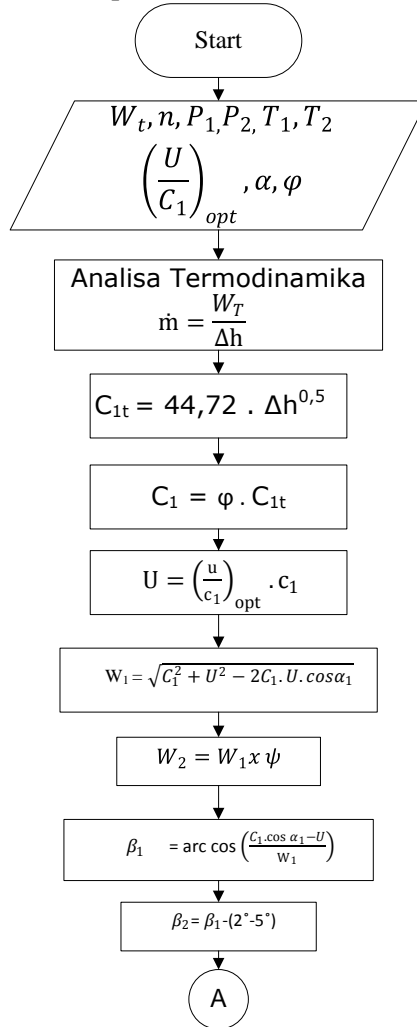
Setelah menentukan jenis turbin yang digunakan, dan berdasarkan data dari analisa energi proses selanjutnya yang harus dilakukan adalah perancangan *nozzle*. Perhitungan diawali dari menentukan jenis *nozzle* yang digunakan sampai mendapatkan dimensi *nozzle*.

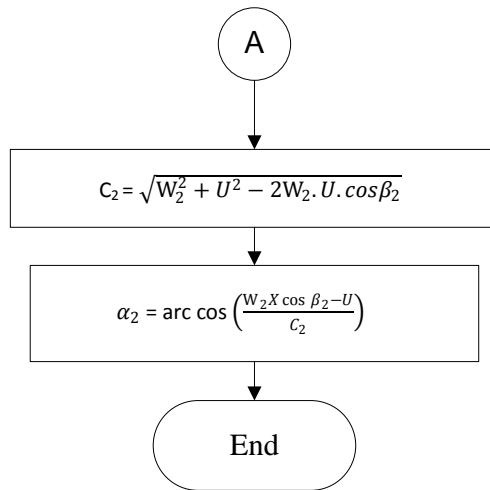


Gambar 3.4 Flowchart Perancangan Dan Perhitungan *Nozzle*

3.5 Analisa Perhitungan Komponen Kecepatan

Setelah menentukan jenis turbin yang digunakan, putaran yang dibutuhkan, dimensi *nozzle*, dan berdasarkan data dari analisa energi Poses selanjutnya yang dilakukan adalah perhitungan komponen kecepatan

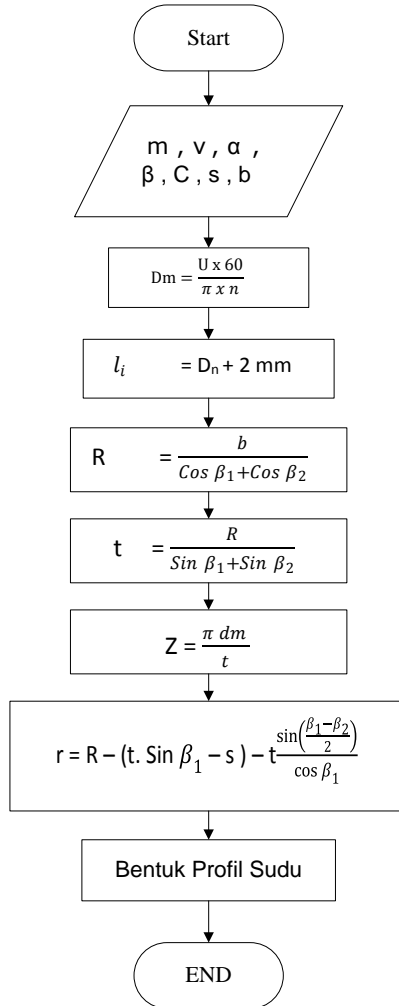




Gambar 3.5 Flowchart Perhitungan Komponen Kecepatan

3.6 Analisa Perhitungan Dimensi Sudu

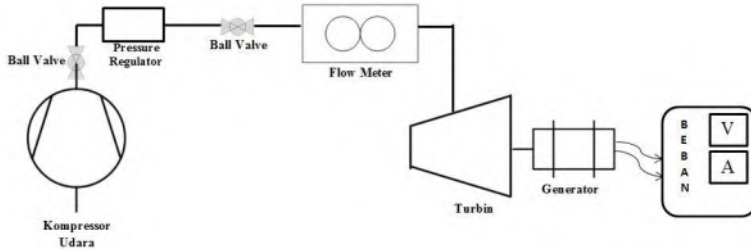
Setelah didapatkan komponen kecepatan dapat dilakukan perhitungan dimensi sudu. Perhitungan diawali dari menghitung tinggi masuk pada sudu sampai mendapatkan profil sudu.



Gambar 3.6 Flowchart Perhitungan Sudu

3.7 Pengujian Turbin

3.7.1 Skema Pengujian

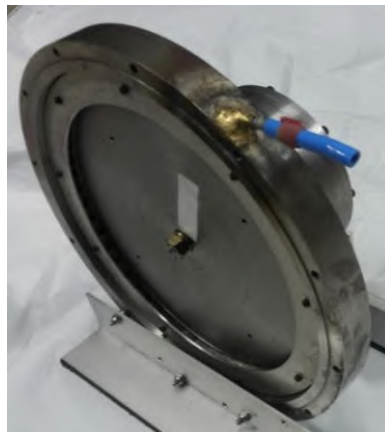


Gambar 3.7 Skema Pengujian Turbin

3.7.2 Komponen Pengujian

1. Turbin

Turbin yang dipakai pada sistem ORC ini adalah jenis turbin uap, dengan 1 pipa saluran masuk uap dengan diameter 3.8mm. Diameter rata-rata cakram sudu sebesar 286.5mm dengan sudu gerak berjumlah 56 dan tinggi sudu sebesar 7.798mm.



Gambar 3.8 Turbin Uap

2. Kompresor

Pada penelitian ini menggunakan 1 buah kompresor dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Merk : Krisbow
- Tipe : KW13-138
- Daya : 5.5 HP
- Pressure : 12 bar
- RPM : 860
- Flowrate : $0.525\text{m}^3/\text{min}$
- Kapasitas : 120 liter



Gambar 3.9 Kompresor

3. Ball Valve

Penelitian ini menggunakan 1 buah ball valve dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter : 1/4 inch
- Bahan : Kuningan



Gambar 3.10 Ball Valve

4. Flow Meter

Pada penelitian ini untuk mengukur kapasitas fluida yang mengalir parameter yang diukur adalah tekanan statis, tekanan staknasi, dan luasan pipa. Dari data tersebut dilakukan perhitungan sehingga didapatkan kapasitas udara yang mengalir melewati saluran.



Gambar 3.11 U Tube Manometer

Alat ini berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis sekaligus tekanan stagnasi aliran fluida yang terdapat pada saluran.

5. Pressure Regulator Dan Pressure Gauge

Pada penelitian ini menggunakan alat ukur *pressure regulator* dan *pressure gauge* yang berfungsi untuk mengatur dan mengukur tekanan fluida kerja yang akan masuki turbin dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Merk : Sachio
- Type : Bourdon
- Range : 0 – 10 Bar
- Koneksi : 3/8 PT



Gambar 3.12 *Pressure Regulator Dan Pressure Gauge*

6. Generator

Pada penelitian ini menggunakan satu buah generator yang berfungsi untuk menghasilkan energi listrik. Energi listrik yang dihasilkan oleh generator dapat digunakan sebagai data untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin.



Gambar 3.13 Generator

7. *Transformer*

Pada penelitian menggunakan 1 buah transformer 10A yang berfungsi untuk menaikkan tegangan yang keluar dari generator menjadi 220 Volt.



Gambar 3.14 *Transformer*

8. *Instalasi Lampu*

Pada penelitian ini instalasi lampu berfungsi sebagai beban generator. Untuk mengetahui daya yang dihasilkan generator dilakukan pengukuran tegangan dan arus yang dihasilkan oleh generator.



Gambar 3.15 *Instalasi Lampu*

9. Volt dan Ampere Meter

Pada penelitian ini menggunakan volt dan ampere meter yang berfungsi untuk mengukur tegangan dan arus yang dihasilkan oleh generator.



Gambar 3.16 Volt Dan Ampere Meter

10. Tachometer

Pada penelitian ini menggunakan tachometer yang berfungsi untuk mengukur putaran turbin.



Gambar 3.17 Digital Tachometer

3.8 Pengambilan Data Penelitian

- **Pengujian Tanpa Beban**

Pengambilan data dilakukan dengan cara sebagai berikut:

1. Memastikan semua peralatan sudah terinstal dengan baik.
2. Memastikan alat ukur terpasang dan berfungsi dengan baik, seperti *pitot tube* dan *pressure gauge* (pastikan alat ukur suda dilakukan kalibrasi).
3. Menyalakan kompresor dan mengatur *pressure regulator* pada tekanan 5 bar.
4. Menunggu sampai tekanan didalam kompresor mencapai > 5 bar
5. Membuka *valve* secara perlahan sampai rpm turbin yang diinginkan (sebelum mengambil data pastikan turbin suda berputar konstan.
6. Pengambilan data berupa pencatatan Δh pada manometer dan rpm turbin.

- **Pengujian Dengan Beban Putaran Konstan**

Pengambilan data dilakukan dengan cara sebagai berikut:

1. Memastikan semua peralatan sudah terinstal dengan baik.
2. Memastikan alat ukur terpasang dan berfungsi dengan baik, seperti *pitot tube* dan *pressure gauge* (pastikan alat ukur suda dilakukan kalibrasi).
3. Menyalakan kompresor dan mengatur *pressure regulator* pada tekanan 5 bar.
4. Menunggu sampai tekanan didalam kompresor mencapai > 5 bar
5. Membuka *valve* secara perlahan sampai turbin berputar konstan pada 3000 rpm.
6. Menyalakan beban satu per satu
7. Atur kembali *valve* agar turbin berputar konstan pada 3000 rpm.

8. Pengambilan data berupa pencatatan beban lampu yang digunakan, Δh pada manometer, rpm turbin, tegangan dan arus yang dihasilkan.

3.9 Pelaksanaan Kegiatan

Tempat dan waktu pelaksanaan penelitian adalah :

Nama Instansi : Laboratorium Termodinamika &

Perpindahan Panas

Jurusan Teknik Mesin – Fakultas

Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Alamat : Jl. Kampus ITS Sukolilo

Waktu : Januari - juli 2016

HALAM INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB IV

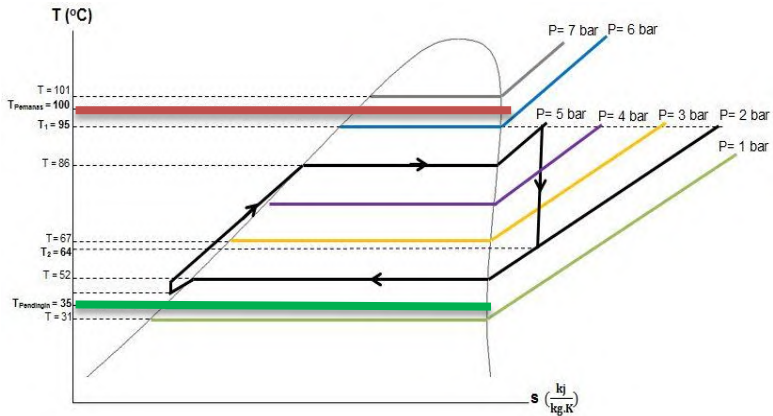
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Menentukan Fluida Kerja Yang Akan Digunakan

Dari tabel 3.1 dapat dilihat bahwa R-141b pada temperatur 35 °C mempunyai tekanan kritis nomer tiga paling kecil yaitu sebesar 1.1228 bar. Pada saat dilakukan survei lapangan R-141b mudah didapatkan dan harganya juga tidak terlalu mahal. Berdasarkan kedua pertimbangan diatas, maka fluida kerja yang digunakan dalam sistem ORC yang dibuat adalah R-141b.

4.2 Rancangan Sistem *Organic Rankine Cycle*

Pada saat merancang sistem ORC, karakteristik fluida kerja R-141b harus diperhatikan agar tingkat keadaan setiap titik dari sistem ORC sesuai dengan yang diinginkan. Karakteristik fluida kerja R-141b dapat dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 T-s Diagram R-141b

Berdasarkan tabel 3.2 dan T-s diagram R-141b diatas, maka ditentukan variasi sistem yang akan didesain adalah sebagai berikut:

Tabel 4.1 Variasi Sistem ORC

<i>Sistem</i>	P_c (bar)	P_e (bar)	T_1 (°C)	T_3 (°C)
1	2	3	95	40
2	2	4	95	40
3	2	5	95	40

4.2.1 Contoh Perhitungan Analisa Thermodinamika

Data yang didapatkan adalah sebagai berikut:

- Temperatur outlet evaporator (T_1) = 95 °C
- Temperatur outlet condenser (T_2) = 40 °C
- Tekanan inlet turbin (P_1) = 5 Bar
- Tekanan outlet turbin (P_2) = 2 Bar

1. Menentukan Enthalpi di Setiap Titik Pengamatan

Untuk menentukan enthalpi di titik-titik yang dilalui refrigerant R-141b menggunakan perangkat lunak reprop

- Titik 1, dimana $T_1 = 95$ °C dan $P_1 = 5$ Bar, didapatkan :
 $h_1 = 504.06$ kJ/kg, $S_1 = 1.8835$ kJ/kg.k
- Titik 2, $P_2 = 2$ Bar dan $S_1 = S_2 = 1.8835$ kJ/kg.k, didapatkan :
 $h_2 = 482.87$ kJ/kg
- Titik 3, $T_1 = 40$ °C dan $P_3 = 2$ Bar didapatkan : $h_3 = 246$ kJ/kg ,
 $\vartheta_{f3} = 0.00083$ m³/kg
- Titik 4, dimana $P_4 = 5$ Bar,
 $h_4 = h_3 + \vartheta_{f3}(P_4 - P_3)$
 $= 246$ kJ/kg + 0.00083 m³/kg (5 - 2) bar
 $= 246.25$ kJ/kg

2. Menghitung Daya Turbin (\dot{W}_t)

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_1 - h_2)$$

$$\begin{aligned}
 &= \left(504.06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 482.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
 &= 21.19 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

3. Menghitung Mass Flow Rate (\dot{m})

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_t}{(h_1 - h_2)}$$

Daya turbin yang diinginkan adalah $\dot{W}_t = 1000$ Watt, sehingga

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \frac{1 \text{ kW}}{\left(504.06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 482.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} \\
 &= 0.04719 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

4. Menghitung Daya Pompa (\dot{W}_p)

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_p &= \dot{m}(h_4 - h_3) \\
 &= 0.04719 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(246.25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 246 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
 &= 0.0118 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

5. Menghitung Daya siklus (\dot{W}_{cycle})

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{cycle} &= \dot{W}_t - \dot{W}_p \\
 &= 1 \text{ KW} - 0.01175 \text{ KW} \\
 &= 0.9882 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

6. Menghitung Laju Panas Kondensor (\dot{Q}_{cond})

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\
 &= 0.04719 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(485 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 245 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
 &= 11.18 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

7. Menghitung Laju Panas Evaporator (\dot{Q}_{evap})

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$\begin{aligned}
 &= 0.04719 \frac{kg}{s} \left(504.06 \frac{kJ}{kg} - 246.25 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 &= 12.1666 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

8. Menghitung Efisiensi Siklus (η)

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{\dot{W}_{cycle}}{\dot{Q}_{in}} \times 100\% \\
 &= \frac{0.98825 \text{ KW}}{12.1666 \text{ KW}} \times 100\% \\
 &= 8.122\%
 \end{aligned}$$

9. Menghitung Back Work Ratio (BWR)

$$\begin{aligned}
 BWR &= \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_t} \times 100\% \\
 &= \frac{0.01175 \text{ KW}}{1 \text{ KW}} \times 100\% \\
 &= 1.18\%
 \end{aligned}$$

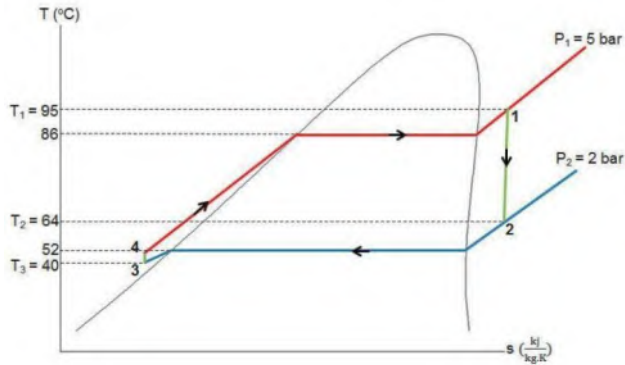
Setelah dilakukan perhitungan didapatkan data laju aliran massa, daya turbin, daya pompa, daya siklus, panas yang dibutuhkan oleh evaporator, panas yang dibuang pada kondensor, efisiensi, dan bwr.

Tabel 4.2 Hasil Perhitungan Analisa Termodinamika

Pc	Pe	T1	T3	h1	h2	h3	h4	m	W _{turbin}	W _{pompa}	W _{cycle}	Q _{cond}	Q _{evap}	η thermal	bwr
bar	bar	°C	°C	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kg/s)	kW	kW	kW	kW	kW	(%)	(%)
2	3	95	40	508,23	498,35	246	246,08	0,10121	1	0,00810	0,99190	25,54	26,5334	3,738	0,810
2	4	95	40	506,22	489,78	246	246,17	0,06083	1	0,01034	0,98966	14,83	15,8181	6,256	1,034
2	5	95	40	504,06	482,87	246	246,25	0,04719	1	0,01180	0,98820	11,18	12,1666	8,122	1,180

Desain sistem yang digunakan dipilih pada sistem yang mempunyai efisiensi tertinggi yaitu pada :

- Temperatur outlet evaporator (T_1) = 95 °C
- Temperatur outlet condenser (T_2) = 40 °C
- Tekanan inlet turbin (P_1) = 5 Bar
- Tekanan outlet turbin (P_2) = 2 Bar



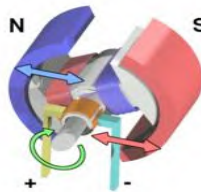
Gambar 4.2 T-s Sistem ORC

4.3 Analisa Perancangan Turbin

4.3.1 Menentukan Putaran Turbin

Pada penelitian ini, Turbin didesain satu poros dengan generator. Sehingga putaran turbin disesuaikan dengan putaran generator yang digunakan. Spesifikasi dari generator yang digunakan adalah :

- Frekuensi (f) : 50 Hz
- Jumlah Kutub : 2 Kutub



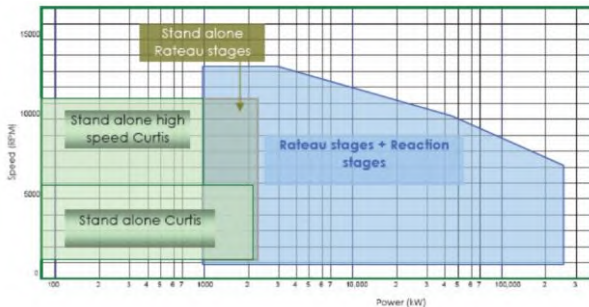
Gambar 4.3 Generator 2 Kutub

Putaran generator didapat :

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{120 \cdot f}{p} \\
 &= \frac{120 \cdot 50}{2} \\
 &= 3000 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

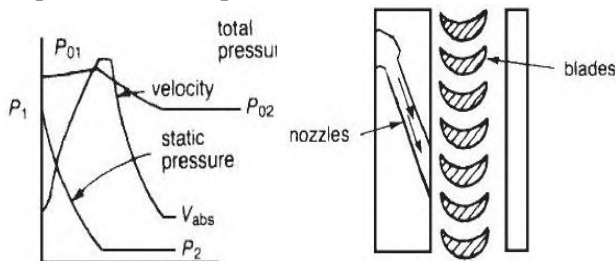
Putaran turbin sama dengan putaran generator yaitu sebesar 3000 rpm.

4.3.2 Menentukan Jenis Turbin



Gambar 4.4 Grafik *Operating Range of Steam Turbines*

Pada perancangan ini turbin yang dirancang diharapkan dapat menghasilkan daya sebesar 1 KW. Sedangkan putaran turbin yang dibutuhkan sebesar 3000 rpm. Berdasarkan *Grafik Operating Range of Steam Turbines* dengan memasukkan data daya turbin dan putaran turbin didapatkan jenis turbin yang digunakan adalah *stand alone Curtis* atau turbin impuls. Pada turbin impuls, proses penurunan tekanan seluruhnya terjadi pada *nozzle*. Sedangkan dalam sudu-sudu gerak tidak terjadi penurunan tekanan melainkan hanya terjadi penurunan kecepatan.



Gambar 4.5 Turbin Impuls Satu Tingkat Dan Distribusi Tekanan Dan Kecepatan

4.3.3 Menentukan Jumlah *Stage*

Setelah menentukan jenis turbin yang digunakan, langkah selanjutnya yang dilakukan adalah menentukan jumlah *stage* yang digunakan. Parameter dasar yang digunakan dalam menentukan jumlah *stage* yang akan digunakan adalah penurunan tekanan atau penurunan entalpi yang mampu diturunkan per *stage* turbin uap.

Tabel 4.3 Penelitian Perancangan Turbin

Tipe Turbin	Daya MW	Tingkat Tekanan	Δh Kj/Kg	ΔP bar	$\Delta h /$ Stage	$\Delta P /$ Stage
K-150-130 (PVK-150) / 1958	150	20	1519	129,97	75,95	6,49
K-50-90 (VK-50-1)	50	17	1392	89,96	81,88	5,29
R-4-35/3 (AR-4-3) / Impulse	4	9	663	33	73,66	3,6
R-6-10 (AR-6-10)	6	5	343	25	68,6	5

Dari data yang ada pada tabel dapat disimpulkan rata-rata penurunan tekanan dan penurunan entalpi turbin uap setiap *stagenya* adalah :

- Tekanan : 4.076 Bar
- Entalpi : 75.0225 Kj/Kg

Pada perancangan turbin uap yang dilakukan diketahui ΔP dan Δh adalah :

- ΔP : 3 Bar
- Δh : 21.19 Kj/Kg

Berdasarkan referensi diatas maka pada perencanaan turbin uap jumlah *stage* yang digunakan adalah 1 *stage*.

4.3.4 Menentukan Jenis *Nozzle*

Sebelum menghitung dimensi *nozzle* yang digunakan, hal yang dilakukan terlebih dahulu adalah menentukan jenis *nozzle* yang akan digunakan. Untuk menentukan jenis *nozzle*, hal yang dilakukan terlebih dahulu adalah menentukan tekanan kritis (P_{kr}). Karena kondisi uap yang melewati *nozzle* adalah panas lanjut maka besarnya tekanan kritis tersebut sebesar :

$$\begin{aligned}
 P_{kr} &= 0.546 \cdot P_{in} \\
 &= 0,546 \cdot 5 \text{ bar} \\
 &= 2.73 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Karena besar dari tekanan keluar turbin (P_2) < dari tekanan kritis (P_{kr}) maka *nozzle* yang digunakan untuk turbin ini adalah *nozzle* jenis konvergen-divergen. Namun karena kesulitan dalam proses pembuatan, maka dipuskan nozel yang digunakan adalah jenis konvergen.

4.3.5 Menghitung Komponen Kecepatan

- **Perhitungan Kecepatan Uap Keluar *Nozzle***

Sebelum menghitung dimensi nozel dan dimensi sudu gerak, koponen yang harus dihitung terlebih dahulu adalah kecepatan uap keluar nozel. Kecepatan uap keluar nozel teoritis adalah:

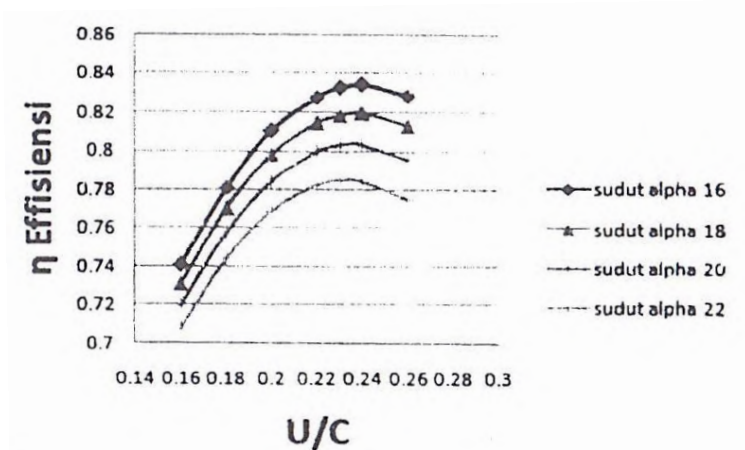
$$\begin{aligned} C_{1t} &= 44.72 \sqrt{h_1 - h_2} \\ &= 44.72 \sqrt{508.23 \frac{KJ}{kg} - 498.35 \frac{KJ}{kg}} \\ &= 205.858 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sedangkan Kecepatan uap keluar *nozzle* aktual atau kecepatan absolut uap masuk sudu gerak adalah :

$$\begin{aligned} C_1 &= \varphi \cdot C_{1t} \\ &= 0.95 \cdot 205.858 \text{ m/s} \\ &= 195.565 \text{ m/s} \end{aligned}$$

- **Penentuan Tingkat Kecepatan Turbin Uap Pada $(U/C_1)_{optimum}$ Dan Sudut α**

Hal terpenting yang dibutuhkan untuk merancang turbin uap adalah menentukan nilai perbandingan antara kecepatan keliling uap dan kecepatan absolut uap keluar turbin U/C_1 dan sudut α_1 (sudut arah kecepatan absolut uap keluar *nozzle* masuk kedalam sudu gerak. Dalam perancangan turbin agar mendapatkan efisiensi terbaik disarankan nilai U/C_1 sebesar 0.16 – 0.26 dan sudut α yang disarankan adalah $16^\circ - 22^\circ$.



Gambar 4.6 Effisiensi Fungsi U/C_1 Dengan Variasi Sudut α_1 (Octaviandita,2011)

Dari gambar diatas nilai effisiensi tertinggi dihasilkan pada nilai sudut $\alpha = 16^\circ$ dan nilai $(U/C_1)_{optimum} = 0.23$. maka nilai tersebut akan digunakan sebagai dasar perhitungan perancangan turbin uap.

- **Perhitungan Kecepatan Keliling Uap**

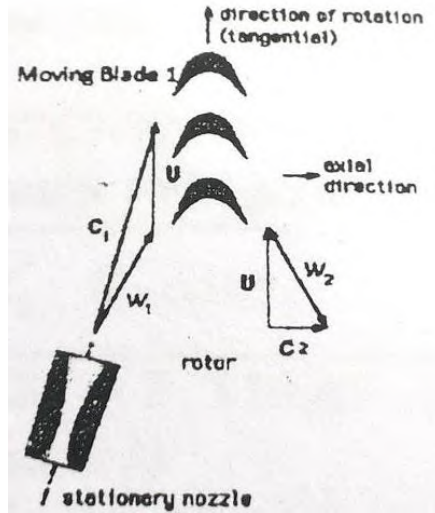
Dalam perhitungan kecepatan keliling uap dipakai nilai perbandingan kecepatan keliling dan kecepatan absolut dari uap $(U/C_1)_{maxs} = 0.23$. Untuk mendapatkan kecepatan keliling uap rumus yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned}
 U &= (U/C_1)_{optimum} \cdot C_1 \\
 &= 0.23 \cdot 195.565 \text{ m/s} \\
 &= 44.98 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- **Perhitungan Komponen Kecepatan Pada Sudu Gerak**

Komponen kecepatan pada sudu gerak didapat dari kecepatan absolut masuk sudu, kecepatan keliling, dan sudut

α_1 . Skema dari arah komponen kecepatan pada sudu gerak dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.7 Skema Arah Komponen Kecepatan Sudu Gerak

Kecepatan relatif uap masuk sudu gerak

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1} \\
 &= \sqrt{195.565^2 + 44.98^2 - 2 \cdot 195.565 \cdot 44.98 \cdot \cos 16^\circ} \\
 &= 153.038 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif uap keluar sudu gerak

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \psi \cdot W_1 \\
 &= 0.95 \cdot 153.038 \text{ m/s} \\
 &= 145.386 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Setelah didapatkan komponen kecepatan absolut, kecepatan keliling, dan kecepatan relatif dari uap maka dapat dihitung nilai dari sudut β_1 . Rumus yang digunakan dalam menghitung sudut β_1 adalah :

$$\beta_1 = \arccos \left(\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U}{W_1} \right)$$

$$\begin{aligned}
&= \arccos\left(\frac{195.565\frac{m}{s} \cdot \cos 16^\circ - 44.980\frac{m}{s}}{153.038\frac{m}{s}}\right) \\
&= 21.587^\circ
\end{aligned}$$

Untuk bentuk sudu yang simetri maka nilai $\beta_1 = \beta_2$. Nilai efisiensi akan membesar dengan berkurangnya nilai sudut β_2 hanya sampai nilai tertentu saja. Oleh karena itu perbedaan sudut yang disarankan sebesar $3^\circ - 6^\circ$. Dalam perencanaan turbin ini ditentukan nilai perbedaan sudut sebesar 3° .

$$\begin{aligned}
\beta_2 &= \beta_1 - 3^\circ \\
&= 18.578^\circ
\end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai komponen kecepatan relatif keluar sudu gerak, kecepatan keliling, dan sudut β_2 maka dapat dicari nilai kecepatan absolut keluar sudu gerak dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
C_2 &= \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2W_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2} \\
&= \sqrt{145.386^2 + 44.98^2 - 145.386 \cdot 44.98 \cdot \cos 18.578^\circ} \\
&= 102.622 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

Sudut absolut uap keluar sudu gerak adalah :

$$\begin{aligned}
\alpha_2 &= \arccos\left(\frac{W_2 \cdot \cos \beta_2 - U}{C_2}\right) \\
&= \arccos\left(\frac{145.386\frac{m}{s} \cdot \cos 18.578^\circ - 44.980\frac{m}{s}}{102.622\frac{m}{s}}\right) \\
&= 21.612^\circ
\end{aligned}$$

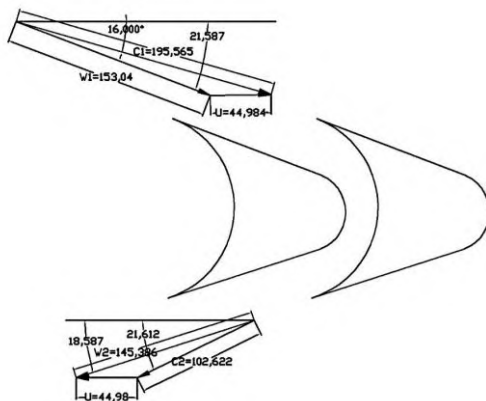
- **Gambar Segitiga Kecepatan**

Seluruh komponen kecepatan uap yang telah dihitung dapat dilihat pada tabel 4.6

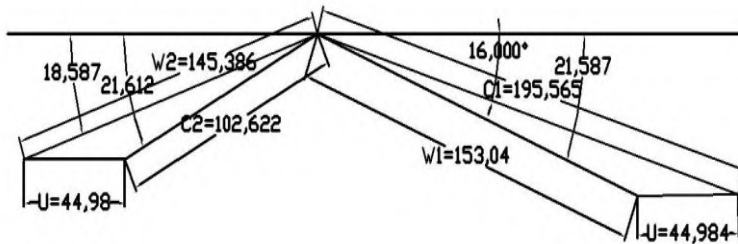
Tabel 4.4 Komponen Kecepatan Turbin

Komponen	Sudu Gerak	Satuan
C_1	195,565	m/s
U	44,98	m/s
α_1	16	Drajad
W_1	153,04	m/s
W_2	145.386	m/s
α_2	21,612	Drajad
β_1	21.587	Drajad
β_2	18.587	Drajad
C_2	102.622	M/s

Setelah seluruh komponen kecepatan uap didapatkan maka segitiga kecepatan dari turbin uap dapat digambar berdasarkan komponen kecepatan yang telah dihitung.



Gambar 4.8 Komponen Kecepatan Melalui Sudu Gerak



Gambar 4.9 Segitiga Kecepatan Pada Sudu Gerak

4.3.6 Menghitung Dimensi *Nozzle*

Untuk *nozzle* konvergen luas penampang *nozzle* dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\dot{m}}{\rho C_1} \\
 &= \frac{0.04719 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{21.312 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 195.565 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\
 &= 11.323 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Dalam perancangan turbin uap ini menggunakan 1 buah *nozzle* maka nilai $A = A'$. Karena *nozzle* yang digunakan pada perancangan turbin ini mempunyai penampang lingkaran maka besar diameter *nozzle* adalah:

$$\begin{aligned}
 D_n &= \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 11.323 \text{ mm}^2}{\pi}} \\
 &= 3.798 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.3.7 Menghitung Dimensi Sudu Gerak

Pada perancangan turbin daya yang dihasilkan adalah 1 KW, daya yang dihasilkan termasuk kecil. Karena jenis turbin adalah turbin tekanan tunggal (turbin Curtis), maka lebar sudu direncanakan sebesar $b = 20 \text{ mm}$.

Diameter rata-rata sudu gerak dapat diperoleh:

$$\begin{aligned}
 d_m &= \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} \\
 &= \frac{60 \cdot 44.98 \frac{m}{s}}{\pi \cdot 3000 / s} \\
 &= 286.496 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada sudu berukuran pendek, l'_1 lebih besar 2 sampai 4mm dari pada l_n . Pada perancangan turbin uap ini ditentukan selisih antara l'_1 dengan l_n sebesar 4mm. Maka tinggi sudu gerak didapatkan:

$$\begin{aligned}
 l_l &= l_n + 4\text{mm} \\
 &= 3.798 \text{ mm} + 4\text{mm} \\
 &= 7.798 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jari – jari kelengkungan sudu gerak baris pertama bagian cekungan didapat:

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{b}{\cos\beta_1 + \cos\beta_2} \\
 &= \frac{b}{\cos 21.587 + \cos 18.587} \\
 &= 10.611\text{mm}
 \end{aligned}$$

Jarak bagi sudu-sudu gerak (*pitch*) didapat:

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{R}{\sin\beta_1 + \sin\beta_2} \\
 &= \frac{b}{\sin 21.587 + \sin 18.587} \\
 &= 16.234 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jumlah sudu gerak didapat:

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{\pi \cdot d_m}{t} \\
 &= \frac{\pi \cdot 286.496 \text{ mm}}{16.234 \text{ mm}} \\
 &= 55.415 \text{ buah} \sim 56 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

Maka pitch terkoreksi adalah

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{\pi \cdot d_m}{Z} \\
 &= \frac{\pi \cdot 286.496 \text{ mm}}{56}
 \end{aligned}$$

$$= 16.064 \text{ mm}$$

Radius belakang sudu gerak (r) didapat:

$$r = R - (t \cdot \sin\beta_1 - s) - t \cdot \frac{\sin\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}}{\cos\beta_2}$$

$$= 10.611 - (16.064 \cdot \sin 21.587 - 0) - 16.064 \cdot \frac{\sin\frac{21.587 - 18.587}{2}}{\cos 18.587}$$

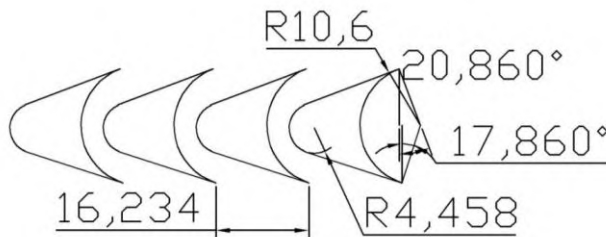
$$= 4.587 \text{ mm}$$

Dari perhitungan dimensi sudu diatas didapatkan dimensi-dimensi dari sudu gerak. Dimensi sudu gerak dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.5 Dimensi Sudu Gerak

Komponen	Nilai
Tinggi Sudu (mm)	7.798
Tebal Sudu (mm)	0
Lebar Sudu (mm)	20
Jari – Jari Kelengkungn Luar Sudu,R (mm)	10,611
Jari – Jari Kelengkungan Dalam Sudu,r (mm)	4,587
Pitch, t (mm)	16,234
Jumlah Sudu, Z	56
Diameter Rata – Rata (mm)	286,5

Setelah seluruh dimensi dari sudu gerak didapatkan, maka berdasarkan dari dimensi tersebut dapat digambarkan bentuk sudu yang digunakan pada perancangan turbin.



Gambar 4.10 Bentuk Dan Dimensi Sudu Gerak



Gambar 4.11 Sudu Gerak Dalam 3D

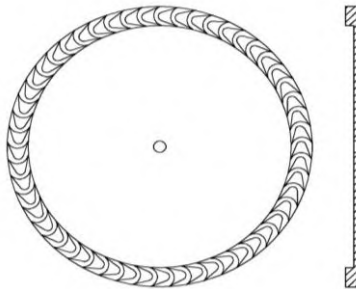
4.4 Proses Pembuatan Turbin

Setelah didapatkan dimensi sudu dan dimensi *nozzle*, proses selanjutnya yang dilakukan adalah proses pembuatan turbin. Proses pembuatan turbin ini terdiri dari dua proses yaitu proses pembuatan sudu dan proses pembuatan *casing*.

4.4.1 Proses Pembuatan Sudu

- **Proses Penggambaran Pada Sofwere Autocad**

Setelah didapatkan dimensi sudu gerak, hal pertama yang dilakukan sebelum melakukan proses pembuatan sudu adalah proses penggambaran pada sofwere autocad. Dalam sofwere autocad didapatkan dimensi yang lebih detai dari sudu turbin dan dimensi ini yang digunakan sebagai referensi pada proses macining.



Gambar 4.12 Sudu Gerak Dalam 2D

- **Proses *Macining* Dengan Mesin Bubut**

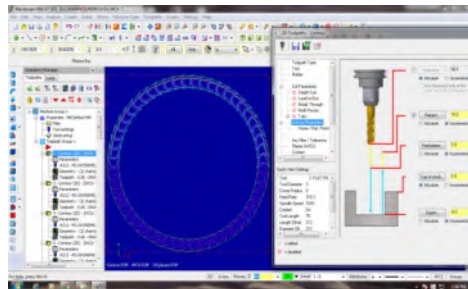
Dari software autocad didapatkan dimensi benda kerja (sudu turbin) yang harus dibuat. Kemudian dilakukan proses *macining* dengan menggunakan mesin bubut pada bahan mentah yang akan digunakan untuk sudu turbin. Dari proses *macining* ini akan menghasilkan bahan baku untuk pembuatan sudu turbin (dengan mesin cnc) yang sesuai dengan bentuk dan dimensi yang dibutuhkan



Gambar 4.13 Proses Pengerjaan Sudu Dengan Mesin Bubut

- **Pembuatan Perintah Kerja Pada Software Mastercam X7**

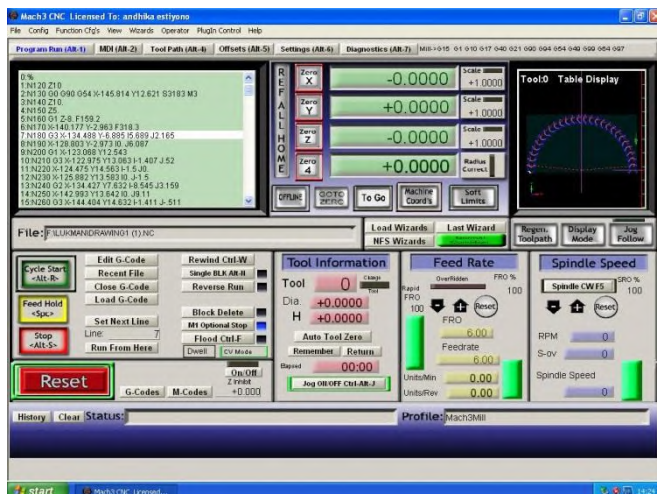
Gambar sudu turbin pada software autocad kemudian dibuka dengan menggunakan software mastercam X7. Hal yang dilakukan pertama kali dalam software mastercam X7 adalah memilih proses yang akan dilakukan, bidang yang akan dikerjakan, diameter pahat yang digunakan, dan kedalaman benda kerja.



Gambar 4.14 Perintah Kerja Pada Software Mastercam X7

- **Seting Parameter Kerja Pada Sofwere Mach 3**

Setelah didapatkan G-code untuk mengerjakan sudu turbin, hal selanjutnya yang dilakukan adalah seting paramete kerja pada sofwere mach 3. G-code yang didapatkan dari sofwere mastercam X7 dimasukkan kedalam sofwere mach 3 sebagai perintah untuk menjalankan mesin cnc. Sebelum mesin cnc dijalankan hal yang terlebih dahulu dilakukan adalah mengatur posisi benda kerja dan pahat yang akan digunakan pada mesin cnc serta mengatur referensi "0" kordinat X,Y,Z pada sofwere mach 3.



Gambar 4.17 Seting Parameter Kerja Pada Sofwere Mach 3

- **Proses Macining Sudu Turbin**

Setelah mengatur posisi benda kerja dan pahat yang akan digunakan pada mesin cnc serta mengatur referensi "0" kordinat X,Y,Z pada sofwere mach 3, hal selanjutnya yang dilakukan adalah menjalankan mesin. Pada saat mesin beroperasi kecepatan makan dan putaran pahat harus disesuaikan agar hasil pengerjaan sesuai dengan yang diharapkan.

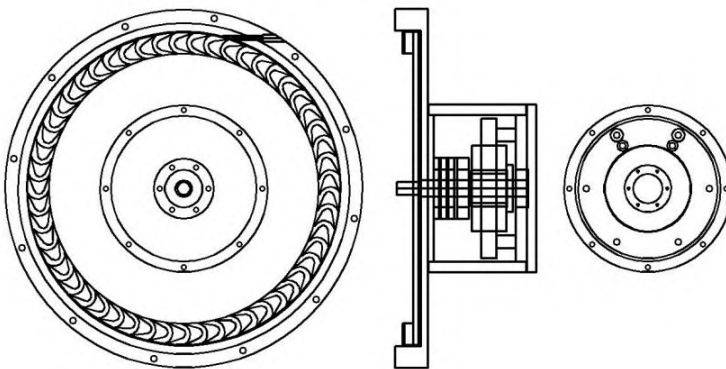


Gambar 4.18 Pengerjaan Sudu Turbin Dengan Mesin CNC

4.4.2 Proses Pembuatan *Casing*

- **Proses Penggambaran Pada Software Autocad**

Setelah didapatkan dimensi *casing* turbin dan generator, hal pertama yang dilakukan sebelum melakukan proses pembuatan casing adalah proses penggambaran pada software autocad. Dalam software autocad didapatkan dimensi yang lebih detail dari *casing* turbin dan *casing* generator yang akan digunakan sebagai referensi pada proses machining.



Gambar 4.19 Casing Turbin Dan Casing Generator Dalam 2D

- **Proses Pengerjaan Dengan Mesin Bubut**

Dari software autocad didapatkan dimensi benda kerja (*casing* turbin dan *casing* generator) yang harus dibuat. Kemudian dilakukan proses *macining* dengan menggunakan mesin bubut pada bahan mentah yang akan digunakan untuk *casing* turbin dan *casing* generator. Dari proses masining ini akan menghasilkan *casing* turbin dan generator yang sesuai dengan bentuk dan dimensi yang dibutuhkan.



Gambar 4.20 Proses Pembuatan Casing Turbin Dengan Menggunakan Mesin Bubut

- **Proses Pengerjaan Dengan Mesin Milling**

Setelah bentuk dan dimensi benda kerja sesuai dengan yang dibutuhkan, selanjutnya yang dilakukan adalah melakukan proses pembuatan lubang dengan menggunakan mesin milling. Lubang yang dibuat menggunakan mesin milling yaitu lubang *nozzle* dan lubang baut. Setelah semua lubang yang dibutuhkan suda dibuat maka dapat dilakukan proses perakitan turbin.



Gambar 4.21 Proses Pembuatan Lubang Baut Dengan Menggunakan Mesin Milling

4.5 Pengujian Turbin

4.5.1 Data Hasil Pengujian

- **Pengujian Tanpa Beban**

Setelah melakukan serangkaian pengujian performa turbin menggunakan udara bertekanan dengan memvariasikan putaran turbin dari 500 rpm sampai 5000 rpm didapatkan data berupa rpm turbin dan laju aliran massa. Pengujian turbin dilakukan pada temperatur lingkungan sebesar 30°C.

Tabel 4.6 Data Pengujian Tanpa Beban

Pengujian Tanpa Beban				
Putaran	Δh	Tegangan	Temperatur	D pipa
RPM	mm	Volt	°C	M
500	4,7	4,4	30	0,018
1000	5,8	8,4	30	0,018
1500	6,2	12,9	30	0,018
2000	7	18,4	30	0,018
2500	7,5	18	30	0,018
3000	8,3	27,1	30	0,018
3500	9	30,5	30	0,018
4000	10,3	35,1	30	0,018
4500	11	39,4	30	0,018
5000	12	43,8	30	0,018

- **Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm**

Setelah melakukan serangkaian pengujian performa turbin menggunakan udara bertekanan dengan beban lampu yaitu 1 sampai 4 lampu dengan putaran konstan pada 3000 rpm, didapatkan data berupa rpm turbin, tegangan dan arus yang dihasilkan generator, selisih ketinggian permukaan red oil, jumlah beban lampu yang digunakan. Pengujian turbin dilakukan pada temperatur lingkungan sebesar 30°C.

Tabel 4.7 Data Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm

Pengujian Beban Bervariasi dan RPM konstan						
Putaran	beban	Δh	Tegangan	Arus	Temperatur	D pipa
RPM	pcs	mm	Volt	Ampere	°C	M
3000	0	8	27,4	0	30	0,018
3000	1	10,5	25	0,9	30	0,018
3000	2	11,5	21,8	1,9	30	0,018
3000	3	12	18,2	2,6	30	0,018
3000	4	11,5	14,5	3,1	30	0,018

4.5.2 Contoh Perhitungan

- **Pengujian Tanpa Beban**

Perhitungan dilakukan pada:

- Putaran : 3000 rpm
- Δh : 8.3 mm

1. **Menghitung massa jenis udara dan massa jenis red oil**

Pada temperatur 30°C

$$\text{massa jenis udara, } \rho_{\text{udara}} = 1.166 \text{ Kg/m}^3$$

$$SG_{\text{red oil}} = 0.826$$

$$\text{Massa jenis air, } \rho_{H_2O} = 958,4 \text{ Kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Massa jenis red oil, } \rho_{\text{red oil}} &= SG_{\text{red oil}} \times \rho_{H_2O} \\ &= 0.826 \times 958,4 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 791,64 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

2. **Menghitung luas permukaan pipa**

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{4} \pi 0,018^2 \\
 &= 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

3. Menghitung tekanan dinamis

$$\begin{aligned}
 P_{\text{dinamis}} &= \rho_{\text{red oil}} \times g \times \Delta h \\
 &= 791,64 \text{ Kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 8.3 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 &= 64.458 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

4. Menghitung laju aliran massa udara

Kecepatan aliran

$$\begin{aligned}
 V &= \sqrt{\frac{P_{\text{dinamis}}}{\rho_{\text{udara}}}} \\
 &= \sqrt{\frac{64.458 \text{ Pa}}{1.166 \text{ Kg/m}^3}} \\
 &= 7.435 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Kapasitas aliran

$$\begin{aligned}
 Q &= V \times A \\
 &= 7.435 \text{ m/s} \times 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
 &= 0.00189 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Laju aliran massa

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= \rho_{\text{udara}} \times Q \\
 &= 1.166 \text{ Kg/m}^3 \times 0.00189 \text{ m}^3/\text{s} \times 60 \\
 &= 0.132 \text{ Kg/menit}
 \end{aligned}$$

• Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm

Perhitungan dilakukan pada:

- Putaran : 3000 rpm
- Beban : 3 lampu
- Δh : 8.3 mm
- Tegangan : 18.2 Volt
- Arus : 2.6 Ampere

1. Menghitung massa jenis udara dan massa jenis red oil

Pada temperatur 30°C

$$\text{massa jenis udara, } \rho_{\text{udara}} = 1.166 \text{ Kg/m}^3$$

$$SG_{\text{red oil}} = 0.826$$

$$\text{Massa jenis air, } \rho_{H_2O} = 958,4 \text{ Kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Massa jenis red oil, } \rho_{\text{red oil}} &= SG_{\text{red oil}} \times \rho_{H_2O} \\ &= 0.826 \times 958,4 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 791,64 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

2. Menghitung luas permukaan pipa

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \pi D^2 \\ &= \frac{1}{4} \pi 0,018^2 \\ &= 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. Menghitung tekanan dinamis

$$\begin{aligned} P_{\text{dinamis}} &= \rho_{\text{red oil}} \times g \times \Delta h \\ &= 791,64 \text{ Kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 12 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= 93.192 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4. Menghitung laju aliran massa udara

Kecepatan aliran

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{\frac{P_{\text{dinamis}}}{\rho_{\text{udara}}}} \\ &= \sqrt{\frac{93.192 \text{ Pa}}{1.166 \text{ Kg/m}^3}} \\ &= 8.94 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kapasitas aliran

$$\begin{aligned} Q &= V \times A \\ &= 8.94 \text{ m/s} \times 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ &= 0.00227 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Laju aliran massa

$$\dot{m} = \rho_{\text{udara}} \times Q$$

$$= 1.166 \text{ Kg/m}^3 \times 0.00227 \text{ m}^3/\text{s} \times 60$$

$$= 0.159 \text{ Kg/menit}$$

5. Menghitung Daya

$$\text{Daya} = V \times A$$

$$= 18.2 \text{ volt} \times 2.6 \text{ Ampere}$$

$$= 47.32 \text{ Watt}$$

4.5.3 Data Hasil Perhitungan

• Pengujian Tanpa Beban

Setelah dilakukan perhitungan dengan menggunakan rumus yang ada didapatkan data sebagai berikut.

Tabel 4.8 Data Hasil Perhitungan Pengujian Tanpa Beban

Pengujian Tanpa Beban											
Putaran RPM	dh mm	Tegangan Volt	Temperatur °C	$\rho_{\text{red oil}}$ Kg/m ³	ρ_{udara} Kg/m ³	D pipa M	A pipa M ²	P dinamis Pa	V udara m/s	Q udara m ³ /s	m udara Kg/menit
500	4,7	4,4	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	36,500	5,595	0,00142	0,100
1000	5,8	8,4	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	45,043	6,215	0,00158	0,111
1500	6,2	12,9	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	48,149	6,426	0,00163	0,114
2000	7	18,4	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	54,362	6,828	0,00174	0,121
2500	7,5	18	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	58,245	7,068	0,00180	0,126
3000	8,3	27,1	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	64,458	7,435	0,00189	0,132
3500	9	30,5	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	69,894	7,742	0,00197	0,138
4000	10,3	35,1	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	79,990	8,283	0,00211	0,147
4500	11	39,4	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	85,426	8,559	0,00218	0,152
5000	12	43,8	30	791,64	1,166	0,018	0,000254	93,192	8,940	0,00227	0,159

• Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm

Setelah dilakukan perhitungan dengan menggunakan rumus yang ada didapatkan data sebagai berikut.

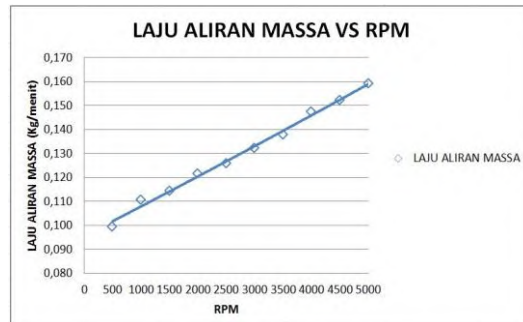
Tabel 4.9 Data Hasil Perhitungan Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm

Pengujian Beban Bervariasi dan RPM konstan														
Putaran	beban	dh	Tegangan	Arus	Daya	Temperatur	$\rho_{\text{red oil}}$	ρ_{udara}	D pipa	A pipa	P dinamis	V udara	Q udara	m udara
RPM	pes	mm	Volt	Ampere	Watt	°C	Kg/m ³	Kg/m ³	M	M ²	Pa	m/s	m ³ /s	Kg/menit
3000	0	8	27,4	0	0	30	791,64	1,166	0,018	0,00025	62,128	7,300	0,00186	0,130
3000	1	10,5	25	0,9	22,5	30	791,64	1,166	0,018	0,00025	81,543	8,363	0,00213	0,149
3000	2	11,5	21,8	1,9	41,42	30	791,64	1,166	0,018	0,00025	89,309	8,752	0,00223	0,156
3000	3	12	18,2	2,6	47,32	30	791,64	1,166	0,018	0,00025	93,192	8,940	0,00227	0,159
3000	4	11,5	14,5	3,1	44,95	30	791,64	1,166	0,018	0,00025	89,309	8,752	0,00223	0,156

4.5.4 Analisa Grafik Dan Pembahasan

- **Pengujian Tanpa Beban**

1. Grafik RPM Fungsi Laju Aliran Massa Udara

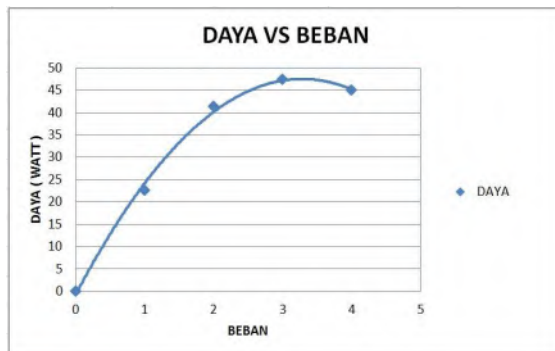


Gambar 4.22 Grafik RPM Fungsi Laju Aliran Massa Udara

Dari grafik dapat dilihat bahwa putaran turbin secara keseluruhan memiliki trend yang cenderung naik mulai dari 500 rpm sampai 5000 rpm. Hal ini terjadi karena adanya peningkatan laju aliran massa yang masuk tubin dan tidak ada beban yang mempengaruhi turbin. Pada 3000 rpm laju aliran massa yang dibutuhkan sebesar 0.132 Kg/menit.

- **Pengujian Dengan Beban Pada 3000 rpm**

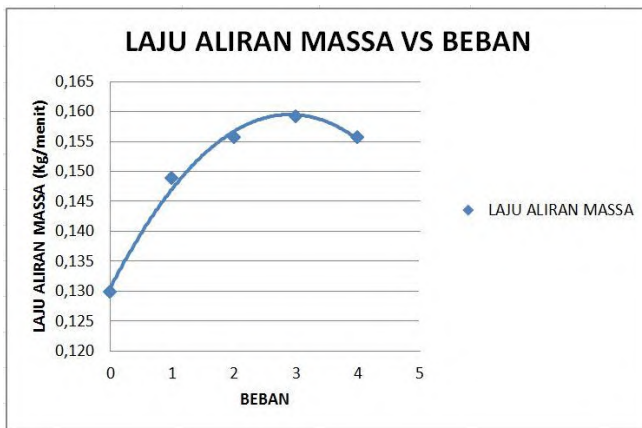
1. Daya Fungsi Beban Lampu



Gambar 4.23 Grafik Daya Fungsi Bebab Lampu

Dari grafik dapat dilihat bahwa daya turbin secara keseluruhan memiliki trend yang cenderung naik sampai 47.32 watt pada beban 3 lampu. Ketika beban lampu ditambah menjadi empat lampu, daya yang dihasilkan turun menjadi 44.95 watt. Hal ini terjadi karena generator sudah tidak bisa lagi menghasilkan daya yang dibutuhkan untuk menyalakan 4 buah lampu (*daya drop*).

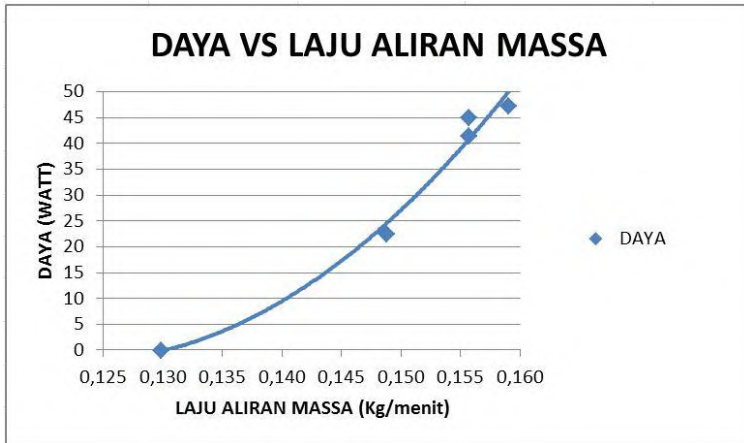
2. Laju Aliran Massa Fungsi Beban Lampu



Gambar 4.24 Grafik Laju Aliran Massa Udara Fungsi Beban Lampu

Dari grafik dapat dilihat bahwa laju aliran massa yang masuk turbin secara keseluruhan memiliki trend yang cenderung naik sampai mencapai nilai 0.159 Kg/menit pada beban 3 buah lampu. Ketika beban lampu ditambah menjadi empat lampu, laju aliran massa yang masuk ke turbin turun menjadi 0.156 Kg/menit. Hal ini terjadi karena daya yang dihasilkan generator mengalami penurunan yang mengakibatkan daya yang dibutuhkan turbin untuk memutar generator menjadi turun. Karena daya turbin turun, maka laju aliran massa yang masuk ke dalam turbin menjadi turun.

3. Daya Fungsi Laju Aliran Massa



Gambar 4.25 Grafik Daya Fungsi Laju Aliran Massa Udara

Dari grafik dapat dilihat bahwa daya turbin secara keseluruhan memiliki trend yang cenderung naik sampai 47.32 watt dengan laju aliran massa sebesar 0.159 Kg/menit. Ketika beban lampu ditambah menjadi empat lampu, daya yang dihasilkan turun menjadi 44.95 watt. Hal ini terjadi karena generator sudah tidak bisa lagi menghasilkan daya yang dibutuhkan untuk menyalahkan 4 buah lampu (*daya generator drop*). Ketika daya yang dihasilkan turbin mengalami penurunan, laju aliran massa yang masuk kedalam turbin juga menurun menjadi 0.156 kg/menit. Dari grafik daya fungsi laju aliran massa, daya tertinggi yang dihasilkan turbin sebesar 47.31 watt dengan laju aliran massa yang dibutuhkan sebesar 0.159 kg/menit.

4.5.5 Re calculation Daya Yang Dihasilkan Turbin

Dari proses pengujian turbin didapatkan daya tertinggi yang dihasilkan turbin sebesar 47.31 watt dengan kapasitas fluida udara yang mengalir sebesar $0.00189 \text{ m}^3/\text{s}$.

- **Menghitung Daya Turbin Dengan Fluida Kerja Udara**

$$\begin{aligned}\dot{W}_t &= \frac{\dot{W}_{te}}{0.9} \\ &= \frac{47.31 \text{ Watt}}{0.9} \\ &= 52.567 \text{ Watt}\end{aligned}$$

- **Menghitung Daya Turbin Dengan Fluida Kerja R-141b**

- Kondisi Masuk Turbin
Dari software refprop untuk fluida kerja R-141b pada $P_1 = 5$ bar dan $T_1 = 95^\circ\text{C}$ didapatkan:
 $h_1 = 504.06$ kJ/kg, $s_1 = 1.18835$ kJ/kg.k, $\rho = 21.312$ kg/m³
- Kondisi Keluar Turbin
Dari software refprop untuk fluida kerja R-141b pada $P_2 = 1$ bar dan $S_1 = S_2 = 1.18835$ kJ/kg.k didapatkan:
 $h_2 = 255.46$ kJ/kg, $T_2 = 31.671^\circ\text{C}$, $X = 0.086$

1. Menghitung Laju Aliran Massa
kapasitas aliran $Q = 0.00189$ m³/s.

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho_{r-141b} \cdot Q \\ &= 21.312 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.00189 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0.0403 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

2. Menghitung Daya Turbin

$$\begin{aligned}\dot{W}_t &= \dot{m} (h_1 - h_2) \\ &= 0.0403 \text{ kg/s} (504.06 \text{ kJ/kg} - 255.46 \text{ kJ/kg}) \\ &= 10.01 \text{ KW}\end{aligned}$$

Lampiran 1. Properties of Saturated Refrigerant R141b (liquid-vapor) : Tabel Temperatur dan Tabel Tekanan

Temp C	Press bar	Density (kg/m ³)		Internal Energy (kJ/kg)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg)		Temp C
		Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	
0	0.281	1281.1	1.471	199.98	418.5	200	437.6	1	1.8699	0
5	0.351	1271.8	1.871	205.61	421.68	205.64	440.97	1.020	1.867	5
10	0.435	1262.4	2.209	211.27	424.67	211.31	444.36	1.041	1.864	10
15	0.534	1253	2.674	216.96	427.78	217	447.75	1.061	1.861	15
20	0.650	1243.4	3.213	222.68	430.91	222.73	451.15	1.080	1.859	20
25	0.786	1233.8	3.833	228.43	434.06	228.49	454.56	1.100	1.858	25
30	0.942	1224.1	4.542	234.21	437.22	234.28	457.97	1.119	1.857	30
35	1.123	1214.2	5.349	240.02	440.39	240.11	461.38	1.138	1.856	35
40	1.329	1204.3	6.263	245.87	443.58	245.98	464.8	1.157	1.856	40
45	1.564	1194.2	7.293	251.75	446.77	251.88	468.21	1.175	1.855	45
50	1.829	1184	8.450	257.68	449.97	257.83	471.61	1.194	1.855	50
55	2.127	1173.7	9.745	263.64	453.18	263.82	475.01	1.212	1.856	55
65	2.835	1152.5	12.789	275.69	459.6	275.94	481.77	1.248	1.857	65
70	3.250	1141.7	14.564	281.78	462.82	282.07	485.13	1.266	1.858	70
75	3.709	1130.7	16.526	287.92	466.03	288.25	488.48	1.284	1.859	75
80	4.216	1119.6	18.688	294.1	469.24	294.48	491.8	1.302	1.860	80
85	4.772	1108.2	21.066	300.34	472.44	300.77	495.1	1.319	1.862	85
90	5.382	1096.5	23.678	306.62	475.64	307.11	498.37	1.337	1.863	90
95	6.048	1084.7	26.542	312.96	478.82	313.52	501.6	1.354	1.865	95
100	6.773	1072.5	29.678	319.35	481.98	319.98	504.8	1.371	1.867	100
105	7.561	1060.1	33.109	325.8	485.12	326.52	507.96	1.388	1.868	105
110	8.414	1047.4	36.861	332.32	488.24	333.12	511.07	1.406	1.870	110
115	9.336	1034.3	40.962	338.89	491.33	339.8	514.12	1.423	1.872	115
120	10.331	1020.9	45.443	345.54	494.39	346.55	517.12	1.440	1.874	120
125	11.401	1007	50.344	352.25	497.4	353.39	520.05	1.457	1.875	125
130	12.550	992.73	55.706	359.05	500.37	360.31	522.89	1.474	1.877	130
135	13.782	977.94	61.581	365.92	503.27	367.33	525.65	1.491	1.879	135
140	15.101	962.59	68.028	372.88	506.12	374.45	528.31	1.508	1.880	140
145	16.509	946.61	75.119	379.94	508.88	381.68	530.85	1.525	1.882	145
150	18.013	929.92	82.946	387.1	511.55	389.04	533.26	1.542	1.883	150

Press bar	Temp C	Density (kg/m ³)		Internal Energy (kJ/kg)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg)		Press bar
		Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	Sat. Liq	Sat.Vap	
0.4	8.016	1266.2	2.044	209.02	423.44	209.06	443.01	1.033	1.865	0.4
0.6	17.935	1247.4	2.981	220.31	429.62	220.36	449.75	1.072	1.860	0.6
0.8	25.488	1232.8	3.898	228.99	434.37	229.05	454.89	1.102	1.858	0.8
1	31.671	1220.8	4.800	236.14	438.28	236.23	459.11	1.125	1.856	1
1.2	36.950	1210.4	5.692	242.29	441.63	242.39	462.71	1.145	1.856	1.2
1.4	41.581	1201.1	6.576	247.72	444.58	247.84	465.88	1.163	1.855	1.4
1.6	45.725	1192.7	7.453	252.61	447.23	252.74	468.7	1.178	1.855	1.6
1.8	49.485	1185.1	8.325	257.06	449.64	257.22	471.26	1.192	1.855	1.8
2	52.937	1178	9.193	261.17	451.85	261.34	473.61	1.205	1.856	2
2.2	56.133	1171.3	10.058	265	453.9	265.18	475.78	1.216	1.856	2.2
2.4	59.113	1165.1	10.920	268.58	455.82	268.78	477.8	1.227	1.856	2.4
2.6	61.910	1159.1	11.779	271.95	457.62	272.17	479.69	1.237	1.857	2.6
2.8	64.548	1153.5	12.637	275.14	459.31	275.38	481.47	1.247	1.857	2.8
3	67.046	1148.1	13.494	278.18	460.92	278.44	483.15	1.256	1.857	3
3.2	69.421	1143	14.350	281.07	462.45	281.35	484.75	1.264	1.858	3.2
3.4	71.686	1138.1	15.204	283.85	463.9	284.14	486.26	1.272	1.858	3.4
3.6	73.853	1133.3	16.059	286.51	465.29	286.82	487.71	1.280	1.859	3.6
3.8	75.931	1128.7	16.913	289.06	466.63	289.4	489.1	1.287	1.859	3.8
4	77.928	1124.2	17.766	291.53	467.91	291.89	490.43	1.294	1.860	4
4.2	79.851	1119.9	18.620	293.92	469.14	294.29	491.7	1.301	1.860	4.2
4.4	81.707	1115.7	19.475	296.22	470.33	296.62	492.93	1.308	1.861	4.4
4.6	83.501	1111.6	20.329	298.46	471.48	298.87	494.11	1.314	1.861	4.6
4.8	85.237	1107.6	21.185	300.63	472.59	301.07	495.25	1.320	1.862	4.8
5	86.920	1103.7	22.041	302.74	473.67	303.2	496.36	1.326	1.862	5
5.2	88.554	1099.9	22.898	304.8	474.71	305.27	497.42	1.332	1.863	5.2
5.4	90.141	1096.2	23.755	306.8	475.73	307.29	498.46	1.337	1.863	5.4
5.6	91.685	1092.6	24.614	308.75	476.71	309.26	499.46	1.343	1.864	5.6
5.8	93.189	1089	25.474	310.66	477.67	311.19	500.43	1.348	1.864	5.8
6	94.655	1085.5	26.335	312.52	478.6	313.07	501.38	1.353	1.865	6
6.2	96.084	1082.1	27.198	314.34	479.5	314.91	502.3	1.358	1.865	6.2
6.4	97.480	1078.7	28.062	316.12	480.39	316.72	503.19	1.363	1.866	6.4
6.6	98.844	1075.4	28.928	317.87	481.25	318.48	504.06	1.367	1.866	6.6
6.8	100.180	1072.1	29.795	319.58	482.09	320.21	504.91	1.372	1.867	6.8
7	101.480	1068.9	30.664	321.26	482.91	321.91	505.74	1.376	1.867	7

Lampiran 2. Thermophysical Properties of Refrigerant-141b at
a) 2 dan b) 5 bar

a)

Temp C	Density (kg/m ³)	Cp (kJ/kg-K)	Therm.Cond (W/m-K)	Visc. Absolut (Ns/m ²)	Visc. Kin (cm ² /s)	Prandtl
0	1281,4	1,1247	0,097782	0,00055362	0,0043203	6,3677
10	1262,7	1,1352	0,094924	0,00048815	0,0038659	5,8377
15	1253,3	1,141	0,093501	0,0004595	0,0036664	5,6072
20	1243,7	1,1471	0,092085	0,00043314	0,0034827	5,3958
25	1234	1,1536	0,090677	0,00040882	0,0033129	5,2013
30	1224,3	1,1605	0,089278	0,00038633	0,0031555	5,0218
35	1214,4	1,1677	0,087889	0,00036546	0,0030094	4,8556
40	1204,4	1,1753	0,08651	0,00034606	0,0028732	4,7014
45	1194,3	1,1832	0,085144	0,00032798	0,0027462	4,5578
50	1184,1	1,1915	0,083789	0,00031109	0,0026273	4,4238
55	9,1196	0,86218	0,012097	1,0128E-05	0,011106	0,72186
60	8,948	0,862	0,012492	1,0296E-05	0,011507	0,7105
65	8,7849	0,86288	0,012894	1,0463E-05	0,011911	0,70023
70	8,6296	0,86458	0,013304	0,00001063	0,012318	0,69083
75	8,4812	0,86694	0,013721	1,0796E-05	0,01273	0,68216
80	8,3392	0,86984	0,014145	1,0962E-05	0,013145	0,67409
85	8,2029	0,87316	0,014576	1,1127E-05	0,013564	0,66652
90	8,072	0,87683	0,015015	1,1291E-05	0,013988	0,65938
95	7,946	0,88077	0,01546	1,1455E-05	0,014416	0,6526
100	7,8246	0,88494	0,015912	1,1618E-05	0,014848	0,64613

b)

Temp C	Density (kg/m ³)	Cp (kJ/kg-K)	Therm.Cond (W/m-K)	Visc. Absolut (Ns/m ²)	Visc. Kin (cm ² /s)	Prandtl
0	1281,9	1,1243	0,097889	0,00055538	0,0043323	6,3787
10	1263,3	1,1347	0,095039	0,00048975	0,0038768	5,8474
15	1253,8	1,1405	0,093619	0,00046102	0,0036769	5,6162
20	1244,3	1,1466	0,092206	0,0004346	0,0034927	5,4043
25	1234,7	1,1531	0,090801	0,00041023	0,0033226	5,2094
30	1225	1,1599	0,089406	0,00038769	0,0031649	5,0294
35	1215,1	1,167	0,08802	0,00036678	0,0030184	4,8629
40	1205,2	1,1745	0,086646	0,00034734	0,0028821	4,7082
45	1195,1	1,1824	0,085283	0,00032922	0,0027548	4,5643
50	1184,9	1,1906	0,083932	0,0003123	0,0026357	4,43
55	1174,5	1,1992	0,082594	0,00029646	0,0025242	4,3043
60	1164	1,2082	0,08127	0,00028161	0,0024194	4,1865
65	1153,2	1,2176	0,07996	0,00026765	0,0023209	4,0758
70	1142,3	1,2275	0,078665	0,00025451	0,002228	3,9715
75	1131,2	1,2379	0,077384	0,0002421	0,0021402	3,873
80	1119,9	1,2489	0,076118	0,00023038	0,0020572	3,78
85	1108,3	1,2605	0,074867	0,00021927	0,0019786	3,6918
90	21,754	0,95395	0,015185	1,1285E-05	0,0051877	0,70895
95	21,312	0,94904	0,015622	1,1453E-05	0,0053741	0,6958
100	20,897	0,94582	0,016068	1,1621E-05	0,0055611	0,68405

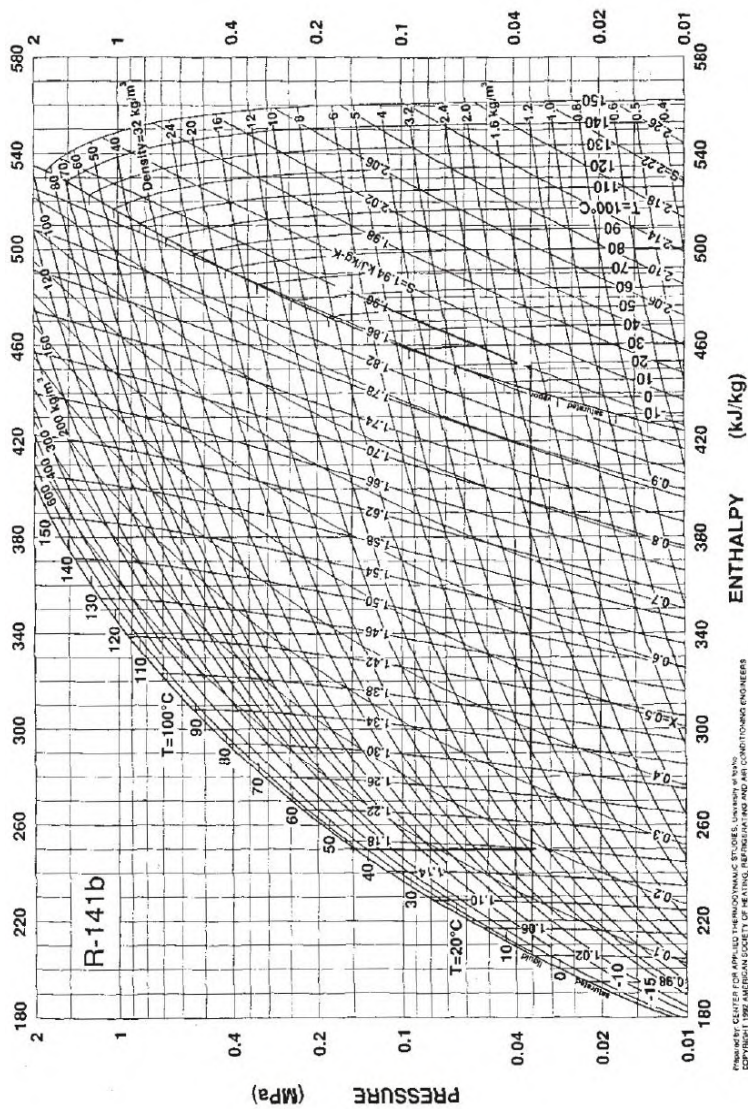
Lampiran 3. Thermophysical Properties of Refrigerant R-141b
(liquid-vapor) : Tabel Temperatur

Temp C	Press bar	Density (kg/m ³)		Cp (kJ/kg·K)		ThermCond (W/m·K)		Visc. Absolut (Nsm ²)		Visc. Kin (cm ² /s)		Prandtl	
		Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap	Sat. Liq	Sat. Vap
0	0.28088	1281.1	1.47090	0.73836	0.09772	0.008247	0.00055261	0.00000841780	0.00431	0.0572	6.3614	0.7537	
10	0.43496	1262.4	2.20330	0.76008	0.09486	0.008874	0.00048732	0.0000087265	0.00386	0.0395	5.8327	0.74744	
20	0.65023	1243.4	3.21280	0.78258	0.09203	0.009532	0.00043248	0.0000090348	0.00348	0.0281	5.3920	0.74178	
30	0.94245	1224.1	4.54160	0.80588	0.08923	0.010221	0.00038585	0.0000093434	0.00315	0.0206	5.0191	0.73669	
40	1.329	1204.3	6.26280	0.83003	0.08648	0.010944	0.00034578	0.0000096534	0.00287	0.0154	4.6998	0.73211	
50	1.8288	1184	8.45040	0.85508	0.08378	0.011705	0.00031102	0.0000099661	0.00263	0.0118	4.4234	0.72803	
60	2.4621	1163.2	11.18700	0.88113	0.08114	0.012507	0.00028063	0.0000102830	0.00241	0.0092	4.1817	0.72446	
70	3.2503	1141.7	14.56400	0.90838	0.07857	0.013356	0.00025385	0.0000106080	0.00222	0.0073	3.9685	0.72144	
80	4.2158	1119.6	18.68800	0.93708	0.07607	0.014259	0.00023009	0.0000109420	0.00206	0.0059	3.7788	0.71907	
90	5.382	1096.5	23.67800	0.96764	0.07366	0.015225	0.00020887	0.0000112900	0.00190	0.0048	3.6086	0.71753	
100	6.773	1072.5	29.67800	1.00070	0.07132	0.016267	0.00018879	0.0000116570	0.00177	0.0039	3.4549	0.71708	
110	8.414	1047.4	36.86100	1.03710	0.06907	0.017400	0.00017251	0.0000120490	0.00165	0.0033	3.3152	0.71813	
120	10.331	1020.9	45.44300	1.06820	0.06692	0.018647	0.00015674	0.0000124740	0.00154	0.0027	3.1875	0.72128	
130	12.55	992.73	55.70600	1.10230	0.06486	0.020036	0.00014224	0.0000129430	0.00143	0.0023	3.0707	0.7275	
140	15.101	962.59	68.02800	1.14810	0.06290	0.021610	0.00012878	0.0000134710	0.00134	0.0020	2.9646	0.73836	
150	18.013	929.92	82.94600	1.50880	0.06105	0.023434	0.00011615	0.0000140830	0.00125	0.0017	2.8705	0.75668	

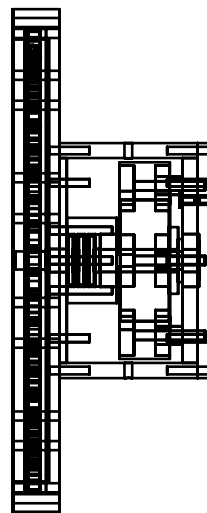
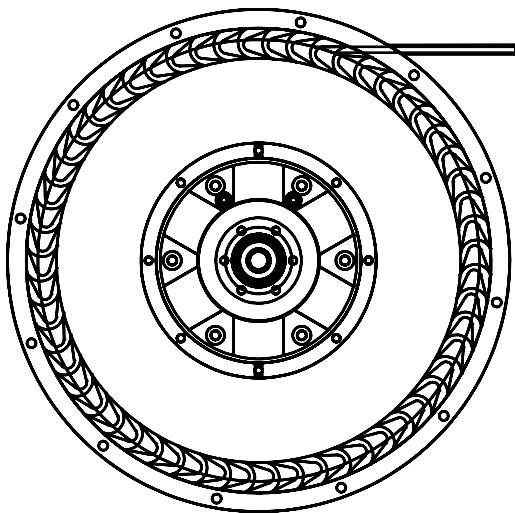
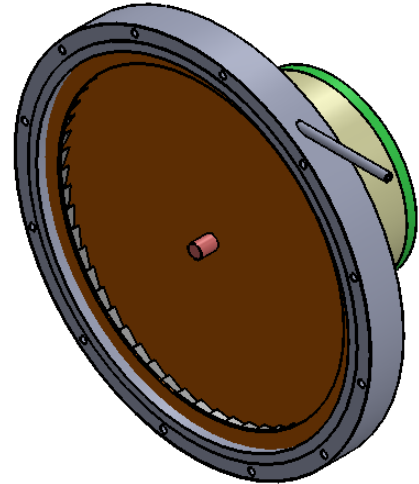
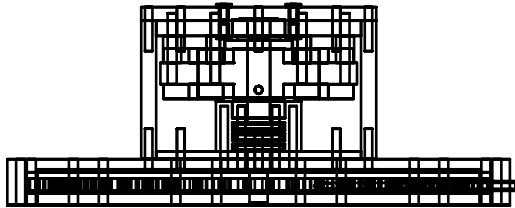
Lampiran 4. Thermophysical Properties of refrigerant R141b
(liquid-vapor) : Tabel Tekanan

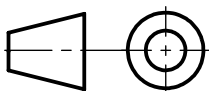
Press bar	Temp C	Density (kg/m ³) Sat. Liq SatVap	Cp (kJ/kg·K) Sat. Liq SatVap	ThermCond (W/m·K) Sat. Liq SatVap	Visc. Absolute (Ns/m ²) Sat. Liq SatVap	Visc. Kin (cm ² /s) Sat. Liq SatVap	Prandtl Sat. Liq SatVap
0.5	13.374	1256.1 2.5154	1.1393 0.76758	0.093905 0.0090925	0.00046778 8.8305E-06	0.0037242 0.035105	5.6753 0.74546
1	31.671	1220.8 4.8	1.1631 0.80996	0.088769 0.010339	0.00037873 9.3951E-06	0.0031024 0.019873	4.9824 0.73589
1.5	43.706	1196.8 7.015	1.1813 0.8392	0.085473 0.011222	0.00033233 9.7689E-06	0.002768 0.013926	4.5929 0.73054
2	52.937	1178 9.1932	1.1966 0.86262	0.083 0.011956	0.00030168 0.000010059	0.0025611 0.010941	4.3461 0.72693
2.5	60.533	1162.1 11.36	1.2101 0.88235	0.081004 0.012357	0.00027912 0.0000103	0.0024019 0.0090754	4.1697 0.72428
3	67.046	1148.1 13.494	1.2225 0.90019	0.079324 0.0131	0.00026142 0.000010511	0.0022769 0.0077893	4.0288 0.72227
3.5	72.781	1135.6 15.631	1.234 0.9162	0.077869 0.013602	0.00024696 0.000010699	0.0021746 0.0068448	3.9136 0.72071
4	77.928	1124.2 17.766	1.2448 0.93099	0.076566 0.014067	0.00023479 0.000010872	0.0020885 0.0061192	3.8164 0.7195
4.5	82.617	1113.6 19.902	1.2552 0.94496	0.075434 0.014505	0.00022432 0.000011031	0.0020143 0.0055428	3.7326 0.71858
5	86.92	1103.7 22.041	1.2651 0.956	0.074391 0.01482	0.00021516 0.000011181	0.0019494 0.005073	3.6591 0.71791
5.5	90.918	1094.4 24.185	1.2748 0.97056	0.073437 0.015318	0.00020704 0.000011323	0.0018918 0.0046819	3.5939 0.71744
6	94.655	1085.5 26.335	1.2842 0.98267	0.072567 0.0157	0.00019974 0.000011458	0.0018401 0.0043509	3.5352 0.71717
6.5	98.166	1077 28.495	1.2934 0.9944	0.071742 0.01607	0.00019314 0.000011588	0.0017933 0.0040667	3.482 0.71707
7	101.48	1068.9 30.664	1.3024 1.0058	0.070981 0.016429	0.00018712 0.000011713	0.0017506 0.0038199	3.4334 0.71713
7.5	104.63	1061 32.844	1.3113 1.017	0.070289 0.016779	0.00018158 0.000011835	0.0017114 0.0036034	3.3866 0.71735
8	107.62	1053.5 35.036	1.3202 1.0281	0.069599 0.017122	0.00017647 0.000011953	0.0016751 0.0034116	3.3472 0.71772
8.5	110.48	1046.1 37.241	1.3289 1.039	0.068967 0.017468	0.00017171 0.000012069	0.0016414 0.0032406	3.3067 0.71823
9	113.22	1039 39.461	1.3377 1.0497	0.068389 0.017788	0.00016727 0.000012182	0.00161 0.003087	3.2728 0.71888
9.5	115.85	1032.1 41.695	1.3464 1.0605	0.067802 0.018114	0.00016312 0.000012293	0.0015805 0.0029482	3.2391 0.71966
10	118.38	1025.3 43.946	1.3551 1.0712	0.067262 0.018436	0.0001592 0.000012402	0.0015528 0.0028221	3.2074 0.72059

Lampiran 5. P-h diagram Refrigerant R-141b



PREPARED BY: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF NAIROBI
COPYRIGHT 1998 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS



Jumlah			Nama Bagian	No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan	
III	II	I		Perubahan :		Pengganti dari : Diganti dengan :		
			TURBIN IMPULS (ORC)		Skala : 1:5	Digambar	1.5.16	Lukman
						Diperiksa		Prabowo
						Disetujui		Prabowo
						Dilihat		
Lab. Perpan			S1 TEKNIK MESIN FTI-ITS		No.LH.00.1/A4			

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Sesuai dengan pembahasan pada bab-bab sebelumnya, pada penelitian ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Desain sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) yang mempunyai efisiensi tertinggi sebesar 8.122% pada tekanan evaporator 5 bar dan tekanan kondensor 2 bar.
2. Turbin yang didesain adalah jenis impuls dengan putaran 3000rpm menggunakan *nozzle* sebanyak 1 buah dengan diameter 3,8 mm dan diameter cakram sebesar 286,496 mm dengan $Z=56$ buah, $l=7.798\text{mm}$, $b=20\text{mm}$, $R=10.611\text{mm}$, $r=4.587\text{mm}$, dan $t=16.234\text{mm}$.
3. Turbin yang didesain menggunakan pelumas oli pada ruang generator. Sedangkan untuk mencegah oil masuk ke ruang sudu menggunakan sistem perangkap oli 3 lapis
4. Semakin besar massa jenis fluida kerja yang mengalir, daya yang dihasilkan semakin besar dan daya turbin paling tinggi sebesar 47.32 watt pada laju aliran massa 0.159 kg/menit. Jika diestimasikan laju aliran massa sebesar 2.832 kg/menit (sesuai desain) daya yang dihasilkan turbin sebesar 842.251 watt

5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa disampaikan setelah melakukan proses perancangan turbin uap ini adalah:

1. Dalam perancangan turbin faktor *allowance* juga diperhatikan agar pada saat dilakukan pengujian daya yang dihasilkan turbin sesuai dengan yang diinginkan.
2. Dalam pengujian turbin sebaiknya menggunakan fluida kerja yang sesuai dengan desain perancangan agar hasil pengujian yang didapatkan lebih baik.
3. Dalam pembuatan turbin sebaiknya dilakukan analisa bahan berdasarkan karakter fluida kerja yang digunakan.
4. Generator yang digunakan harus mempunyai daya yang sesuai dengan daya yang dapat dihasilkan turbin agar pengujian daya turbin bisa dilakukan dengan maksimal.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran J.Michael. & Shapiro Howard N., 2004, ***Fundamentals of engineering Thermodynamics.***, , John Willey and sons, New York.
- [2] M.Panjaitan,Frans Aprio.,2010 ***Desain Evaporator dan Pemilihan Turbin Uap pada Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-134a.***, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya
- [3] Napitupulu, Rony.P.,2014., ***Studi Eksperimen Karakteristik Siklus Dari Sistem Organic Rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123 .***, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya
- [4] P.Bloch, Heinz & P.Singh Murari., 1996, ***Design, Applications And Re-Rating Steam Turbin.***, , McGraw-Hill Companies, New York.
- [5] P.Shlyakhin., 1988., ***Teori Dan Rancangan Turbin Uap.***, Erlangga., Jakarta
- [6] Sulistiyono,Octaviandita.,2011., ***Perancangan Turbin Uap Untuk Organik rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123 Sebagai Pembangkit Listrik.***, Teknik Mesin FTI-ITS.,Surabaya

RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan di Gresik, 8 Maret 1994 dari pasangan Bapak Abdul Kamid dan ibu Asmani. Merupakan putra pertama dari dua bersaudara. Sampai usia 20 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari MI AL-HIDAYAH, SMPN 1 Cerme, dan SMK PGRI 1 Gresik. Setelah lulus SMK tahun 2011, penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Jurusan D3 Teknik Mesin ITS Surabaya dengan NRP 2111030015. Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang konversi energi dan mengambil Tugas Akhir di bidang yang sama. Penulis juga terlibat aktif dalam keorganisasian yang ada di dalam jurusan D3 Teknik Mesin yaitu staff ahli Departemen RISTEK HMDM Tahun 2012-2013. Penulis juga mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik yang ada baik di dalam maupun diluar jurusan seperti pelatihan LKMM Pra TD dan TD, Pelatihan Karya Tulis Ilmiah, seminar-seminar, dan lain-lain. Selain itu, penulis juga bergabung dengan ITS ROBOTIC TEAM sebagai penanggungjawab Divisi Mekanik. Penulis juga pernah melaksanakan kerja praktek di JOB PPEJ Petrocina East Java selama satu bulan pada 01 Juli – 01 Agustus di bidang mekanik. Lulus program studi D3 pada tahun 2014 kemudian melanjutkan Lintas Jalur ke S1 Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar dengan NRP. 2114 105 039. Di jurusan S1 Teknik Mesin mengambil Bidang Studi Konversi energi.